

Системы кондиционирования воздуха и холодоснабжения помещений искусственных катков*

Д-р техн. наук, проф.
О.Я. КОКОРИН
МГСУ

В помещениях искусственных катков со стандартным ледяным полем размером 30×60 м общей площадью $S_{\text{общ}} = 1800 \text{ м}^2$ для сохранения качества льда требуется применение двух установок кондиционирования воздуха производительностью по 17 000 $\text{м}^3/\text{ч}$ [2]. Время от времени ледяное поле освобождают ото льда и трансформируют в арену, где располагают сцену и дополнительные места для зрителей.

Примем, что для сцены, на которой могут находиться до 40 артистов и вспомогательных рабочих, выделяется участок арены площадью 180 м^2 . На каждого находящегося на сцене человека, выполняющего тяжелую работу, подается $l = 80 \text{ м}^3/\text{ч}$ приточного наружного воздуха. В теплый период года на арене и сцене поддерживаются параметры теплового комфорта: температура воздуха $t_{\text{в}} = 23...25 \text{ }^\circ\text{C}$ и влажность $\phi_{\text{в}} = 40...60 \%$.

В зону сцены от сопел, расположенных на приточных воздуховодах по длинным сторонам поля катка, должен подаваться приточный воздух в количестве $L_{\text{п.сц}} = L_{\text{раб.сц}} l = 40 \cdot 80 = 3200 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В [1] в качестве воздухораспределителей выбраны сопла диаметром 140 мм, объемным расходом по 800 $\text{м}^3/\text{ч}$ каждое. Для обслуживания сцены используются по два сопла с каждой стороны сцены, обеспечивающие приток подготовленного наружного воздуха в количестве $L_{\text{п.н.сц}} = 4 \cdot 800 = 3200 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В теплый период года для сцены будет характерен следующий тепловой режим: тепловыделения от людей

$$Q_{\text{я.сц}} = L_{\text{раб.сц}} q_{\text{я}} = 40 \cdot 105 = 4200 \text{ Вт},$$

где $q_{\text{я}}$ — теплота, выделенная взрослым человеком при выполнении тяжелой работы; $q_{\text{я}} = 105 \text{ Вт/чел.}$

влаговыведения от людей

$$W_{\text{вл.сц}} = L_{\text{раб.сц}} w_{\text{вл}} = 40 \cdot 295 = 11800 \text{ г/ч},$$

где $w_{\text{вл}}$ — удельные влаговыведения одного человека, принято $w = 295 \text{ г/(чел.·ч)}$

теплота от освещения при попадании на сцену 60 % теплоты

$$Q_{\text{осв}} = 0,6 S_{\text{сц}} q_{\text{осв}} = 0,6 \cdot 180 \cdot 35,7 = 3856 \text{ Вт},$$

где $S_{\text{сц}}$ — площадь сцены ($S_{\text{сц}} = 180 \text{ м}^2$); $q_{\text{осв}}$ — теплота от освещения, приходящаяся на 1 м^2 площади сцены;

A calculation of the process in the air conditioning system of artificial skating rinks for the case transformation of the ice field into the arena with chairs for spectators and a scene is presented. It is shown that the used air conditioners ensure the maintenance of comfort parameters also under these conditions.

теплота от оборудования и музыкальных инструментов, потребляющих электроэнергию,

$$Q_{\text{об}} = S_{\text{сц}} q_{\text{об}},$$

где $q_{\text{об}}$ — теплота от оборудования и музыкальных инструментов, потребляющих электроэнергию, приходящаяся на 1 м^2 площади сцены;

принимаем, что $q_{\text{об}} = 20 \text{ Вт/м}^2$. Тогда $Q_{\text{об}} = 180 \cdot 20 = 3600 \text{ Вт}$.

Общие тепловыделения по явному теплу на сцене составят

$$\sum Q_{\text{т.изб.сц}} = Q_{\text{я.сц}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{об}} = 4200 + 3856 + 3600 = 11\,656 \text{ Вт}.$$

Влаговыведения имеют место только от людей и составляют, как уже было подсчитано, 11 800 г/ч.

Вычисляем требуемую поглотительную (ассимиляционную) способность подготовленного приточного наружного воздуха:

по явной теплоте

$$\Delta t_{\text{ас}} = \sum Q_{\text{т.изб.сц}} \cdot 3,6 / (L_{\text{п.н.сц}} \rho_{\text{п.н}} c_p) = 11\,656 \cdot 3,6 / (3200 \cdot 1,2 \cdot 1) = 10,9 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (1)$$

по влаге

$$\Delta d_{\text{ас}} = W_{\text{вл.сц}} / (L_{\text{п.н.сц}} \rho_{\text{п.н}}) = 11\,800 / (3200 \cdot 1,2) = 3,1 \text{ г/кг}. \quad (2)$$

Для обслуживания зоны зрителей на арене остается приточного воздуха

$$L_{\text{п.зр.ар}} = L_{\text{п.н}} - L_{\text{п.н.сц}},$$

где $L_{\text{п.н}}$ — суммарная производительность двух кондиционеров, обслуживающих ледяное поле;

$$L_{\text{п.зр.ар}} = 34\,000 - 3200 = 30\,800 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

При норме подачи на зрителя $l_{\text{зр}} = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$ приточного наружного воздуха число зрителей на арене

$$L_{\text{зр.ар}} = L_{\text{п.зр.ар}} / l_{\text{зр}} = 30\,800 / 20 = 1540 \text{ чел.}$$

Для размещения зрителей на арене после сооружения сцены остается площадь $S_{\text{ар}} = S_{\text{общ}} - S_{\text{сц}} = 1800 - 180 = 1620 \text{ м}^2$.

Этой площади достаточно для установки на арене стульев, на которых могут разместиться 1540 зрителей. Сидя на концерте, зрители отдыхают и тепло- и влаговыведения от них составляют:

по явной теплоте

$$Q_{\text{я.ар}} = L_{\text{зр.ар}} q_{\text{я}} = 1540 \cdot 58 = 89\,320 \text{ Вт};$$

по влаговыведениям

$$W_{\text{вл.зр}} = L_{\text{зр.ар}} w_{\text{вл}} = 1540 \cdot 50 = 77\,000 \text{ г/ч}.$$

Освещается только сцена, поэтому теплота от освещения арены отсутствует. Теплопритоки через хорошо теплоизолированное перекрытие малы [1]. Вычисляем требуемую поглотительную способность приточного воздуха, подаваемого через сопла в зону нахождения зрителей

по явной теплоте

$$\Delta t_{\text{ас}} = Q_{\text{я.ар}} \cdot 3,6 / (L_{\text{п.зр.ар}} \rho_{\text{п.н}} c_p) = (89\,320 \cdot 3,6) / (30\,800 \cdot 1,2) = 8,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\text{по влаге } \Delta d_{\text{ас}} = W_{\text{вл.зр}} / (L_{\text{п.зр.ар}} \rho_{\text{п.н}}) = 77\,000 / (30\,800 \cdot 1,2) = 2,1 \text{ г/кг}.$$

Как показывает анализ, при использовании зоны ледяного поля в качестве арены и сцены оба кондиционера должны работать по приточной схеме $L_{\text{п.н}} = L_{\text{п.н}}$.

В [1] на с. 108 в табл. 5.2 приведены данные о показателе эффективности воздухораспределения K_L при подаче приточного воздуха струями в рабочую зону. Изменяя угол наклона струи, можно изменять значение показателя K_L . Из преобразованного выражения для K_L можно вычислить требуемую температуру приточного воздуха:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - (t_{\text{у}} - t_{\text{п}}) / K_L, \quad (3)$$

где $t_{\text{в}}$, $t_{\text{у}}$ — температуры соответственно внутреннего и удаляемого воздуха.

Температурный поглотительный перепад $t_{\text{у}} - t_{\text{п}} = \Delta t_{\text{ас}}$ вычислен выше. Принимаем угол наклона струи 20° и $K_L = 1,6$. По формуле (3) вычисляем требуемые значения $t_{\text{п}}$:

для сцены

$$t_{\text{п}} = 25 - 10,9 / 1,6 = 18,2 \text{ }^\circ\text{C};$$

для арены с сидящими в креслах зрителями:

$$t_{\text{п}} = 25 - 8,7 / 1,6 = 19,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Принимаем температуру приточного воздуха $t_{\text{п}} = 18,2 \text{ }^\circ\text{C}$, и тогда в зоне арены температура внутреннего воздуха $t_{\text{в}} = 25 - 1,4 = 23,6 \text{ }^\circ\text{C}$, что отвечает условиям теплового комфорта.

Под потолком арены температура удаляемого воздуха составит:

$$t_{\text{у}} = t_{\text{п}} + \Delta t_{\text{ас}} = 18,2 + 8,7 = 26,9 \text{ }^\circ\text{C};$$

под потолком сцены

*Окончание. Начало см. «Холодильная техника». 2001, № 11 и 2002, № 3.

В*

case of
ed. It is
for these

00 г/ч.
у теп-
твует.
золи-
чис-
особ-
емого
елей:

, =
C;
, =

оль-
стве
дол-
кеме

ены
сти
дче

ую
ож-
. Из
и K_L
ату-

(3)
ен-
а.

пе-
ри-
и =
бу-

и-

го
е-
ха
ет

а-

$$t_n = 18,2 + 10,9 = 29,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

На i, d -диаграмме (в правой части рис. 1) построен режим работы СКВ в теплый период года в зоне арены со зрителями и сценой. В кондиционере приточный наружный воздух (точка H) охлаждается при постоянном влагосодержании $d_n = d_H = 10 \text{ г/кг}$. С учетом нагрева в вентиляторе и воздуховодах на $1,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ температура охлажденного воздуха должна быть:

$$t_{H_2} = t_n - 1,5 = 18,2 - 1,5 = 16,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Влагосодержание удаляемого воздуха в зоне арены

$$d_{y,ap} = d_n + \Delta d_{ac} = 10 + 2,1 = 12,1 \text{ г/кг}.$$

На пересечении изотермы $t_{y,sc} = 26,9 \text{ } ^\circ\text{C}$ с линией $d_{y,sc} = 12,1 \text{ г/кг}$ находим параметры удаляемого вытяжного воздуха (точка Y_{ap}), который летом выбрасывается в атмосферу. Влагосодержание удаляемого воздуха в зоне сцены

$$d_{y,sc} = 10 + 3,1 = 13,1 \text{ г/кг}.$$

На пересечении изотермы $t_{y,sc} = 29,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ с линией $d_{y,sc} = 13,1 \text{ г/кг}$ находим параметры воздуха, удаляемого из зоны сцены (точка Y_{sc}).

Как показывает проведенное построение, благодаря струйной подаче приточного воздуха через сопла при $K_L = 1,6$ достигаются комфортные параметры воздуха в зоне зрителей на арене и артистов на сцене. Применяемый при этом метод охлаждения приточного наружного воздуха при постоянном влагосодержании является энергетически наиболее рациональным.

Расчетные условия холодного периода года при параметрах Б в Москве: $t_n = -26 \text{ } ^\circ\text{C}$; $d_n = 0,6 \text{ г/кг}$. В зоне нахождения людей на арене комфортные параметры воздуха: $t_n = 20 \dots 22 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\phi = 30 \dots 40 \%$.

Тепловой режим в зоне арены в холодный период года при $q_a = 87 \text{ Вт/чел.}$ следующий:

теплопритоки от людей

$$Q_{т.пр.ар} = L_{ар.ар} q_a = 1540 \cdot 87 = 133\,980 \text{ Вт};$$

влаговыделения

$$W_{вл.ар} = L_{ар.ар} w_{вл} = 1540 \cdot 40 = 61\,600 \text{ г/ч};$$

теплопотери через перекрытие при $t_n = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$Q_{т.пот.пер} = S_{ар} (t_y - t_n) / R,$$

где R — приведенное термическое сопротивление перекрытия;

$$R = 4 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}.$$

Тогда $Q_{т.пот.пер} = 1620 / (26 + 26) / 4 = 21\,060 \text{ Вт}.$

Теплоизбытки на арене со зрителями в холодный период года составляют

$$Q_{т.изб} = Q_{т.изб.ар} - Q_{т.пот.пер} = 133\,980 - 21\,060 = 112\,920 \text{ Вт}.$$

Требуемая поглотительная способность по явной теплоте для арены со зрителями

$$\Delta t_{ac,ap} = Q_{т.изб} / (L_{п.ар.ар} \rho_p c_p) = (112\,920 \times 3,6) / (30\,800 \cdot 1,23) = 10,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Требуемая поглотительная способность по влаге для арены со зрителями

$$\Delta d_{ac,ap} = W_{вл.ар} / (L_{п.ар.ар} \rho_p) =$$

$$= 61\,600 / (30\,800 \cdot 1,23) = 1,63 \text{ г/кг}.$$

Сохраняем угол наклона сопел 20° и $K_L = 1,6$. Вычисляем температуру приточного воздуха по формуле (3)

$$t_n = 20 - 10,7 / 1,6 = 13,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Влагосодержание приточного воздуха d_n принимаем равным влагосодержанию наружного воздуха d_n . Тогда

$$d_{y,ap} = d_n + \Delta d_{ac} = 0,6 + 1,63 = 2,23 \text{ г/кг}.$$

Тепловой режим в зоне сцены в холодный период года будет:

по тепловыделениям от людей

$$Q_{т.я.сц} = L_{раб.сц} q_{явн} = 40 \cdot 130 = 5200 \text{ Вт};$$

по влаговыделениям от людей

$$W_{вл.сц} = L_{раб.сц} W = 40 \cdot 240 = 9600 \text{ г/ч};$$

от освещения $Q_{осв}$ и оборудования, потребляющего электроэнергию, $Q_{об}$:

$$Q_{осв} + Q_{об} = 3856 + 3600 = 7456 \text{ Вт, как и в теплый период года}.$$

Теплопотери через перекрытие

$$Q_{т.пот.сц} = S_{сц} (t_y - t_n) / 4 = 180 (29 + 26) / 4 = 2475 \text{ Вт}.$$

Теплоизбытки на сцене:

$$Q_{т.изб.сц} = Q_{я.сц} + Q_{осв} + Q_{об} - Q_{т.пот.сц} = 5200 + 7456 - 2475 = 10\,181 \text{ Вт}.$$

Требуемая поглотительная (ассимиляционная) способность приточного воздуха:

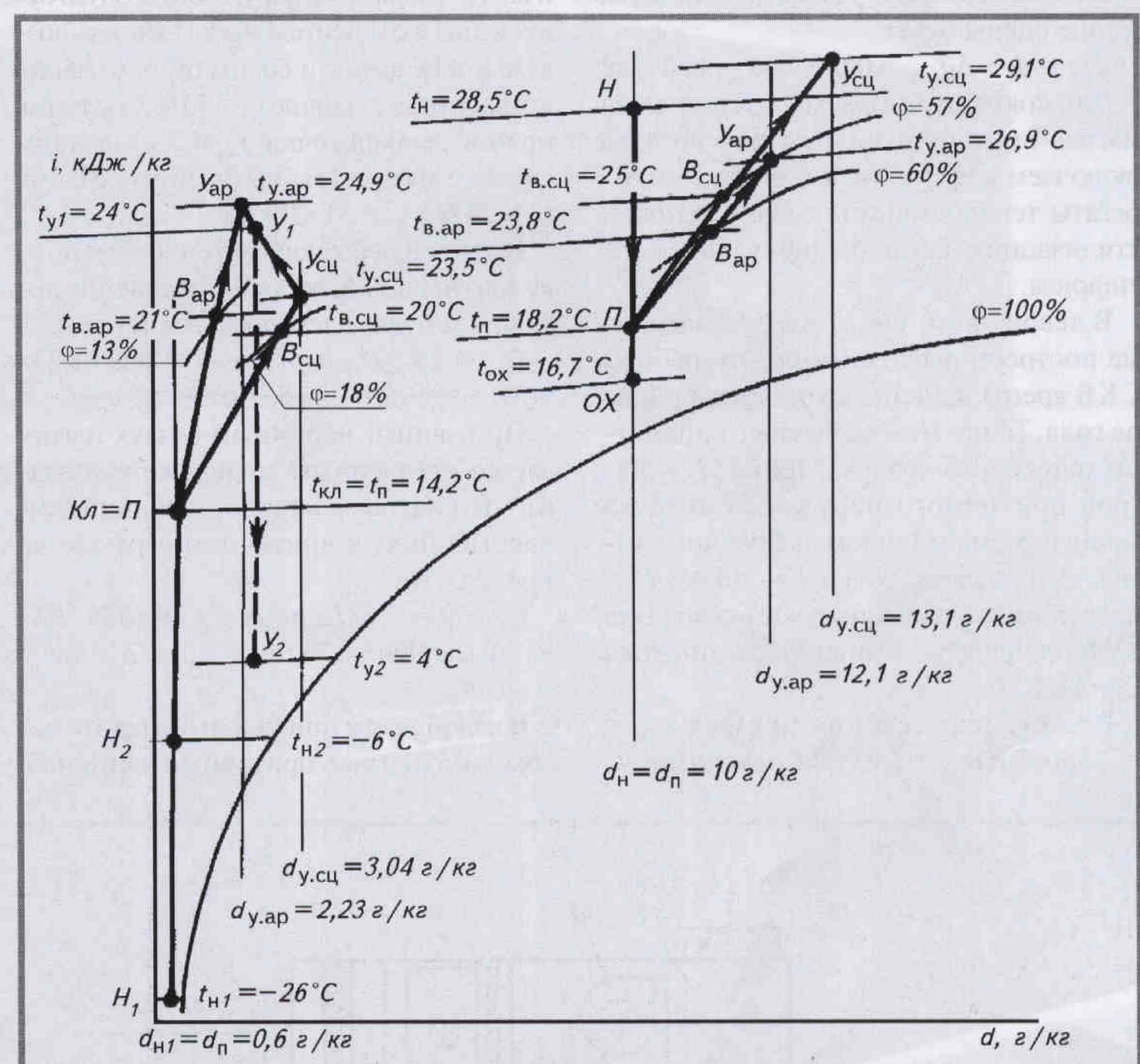


Рис. 1. Построение на i, d -диаграмме расчетных режимов круглогодичной работы СКВ при отсутствии ледяного поля и превращении его в арену с креслами для зрителей и сценической площадкой.

Справа — расчетные режимы работы СКВ в теплый период года в климате Москвы: $H-OX$ — охлаждение приточного наружного воздуха в воздухоохладителе приточного агрегата; $OX-P$ — нагрев приточного наружного воздуха в вентиляторе и воздуховодах; $P-B_{ap}$ — поглощение тепло- и влаговыделений от зрителей на арене; $B_{ap}-Y_{ap}$ — поглощение тепло- и влаговыделений по высоте помещения над ареной; $P-B_{sc}$ — поглощение тепло- и влаговыделений от артистов и работников сцены; $B_{sc}-Y_{sc}$ — поглощение тепло- и влаговыделений по высоте помещения над сценой.

Слева — расчетные режимы работы СКВ в холодный период года в климате Москвы: H_1-H_2 — нагрев приточного наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике приточного агрегата утилизируемой теплотой выбросного вытяжного воздуха; $H_2-K-L-P$ — нагрев приточного наружного воздуха в калорифере приточного агрегата; $P-B_{ap}$ — поглощение тепло- и влаговыделений приточным воздухом на арене в зоне зрителей, сидящих в креслах; $B_{ap}-Y_{ap}$ — поглощение тепло- и влаговыделений по высоте помещения; $P-B_{sc}$ — поглощение тепло- и влаговыделений приточным воздухом в зоне сцены, где находятся люди; $B_{sc}-Y_{sc}$ — поглощение тепло- и влаговыделений по высоте помещения над сценой; $Y_{ap}-Y_{sc}-Y_{sc}$ — смешение удаляемого вытяжного воздуха; $Y_{sc}-Y_2$ — извлечение теплоты из удаляемого вытяжного воздуха в теплоизвлекающем теплообменнике вытяжного агрегата

по температуре — по формуле (1)

$$\Delta t_{ac, cu} = (10181 \cdot 3,6) / (3200 \cdot 1,23) = 9,3^\circ\text{C};$$

по влаге — по формуле (2)

$$\Delta d_{ac, cu} = 9600 / (3200 \cdot 1,23) = 2,44 \text{ г/кг}.$$

Сохраняем угол наклона сопел 20° и $K_L = 1,6$.

Требуемая температура приточного воздуха по формуле (3)

$$t_n = 20 - 9,3 / 1,6 = 14,2^\circ\text{C};$$

Температуру приточного воздуха принимаем $t_n = 14,2^\circ\text{C}$. Тогда температура удаляемого воздуха будет:

в зоне арены

$$t_{y, ap} = t_n + \Delta t_{ac, ap} = 14,2 + 10,7 = 24,9^\circ\text{C};$$

в зоне сцены

$$t_{y, cu} = t_n + \Delta t_{ac, cu} = 14,2 + 9,3 = 23,5^\circ\text{C}.$$

Влагосодержание удаляемого воздуха в зоне сцены будет

$$d_{y, cu} = d_n + \Delta d_{ac, cu} = 0,6 + 2,44 = 3,04 \text{ г/кг}.$$

Для сокращения расхода теплоты на нагрев приточного наружного воздуха включаем в приточный и вытяжной агрегаты теплообменники для установки утилизации с насосной циркуляцией антифриза.

В левой части рис. 1 на i, d -диаграмме построен расчетный режим работы СКВ арены и сцены в холодный период года. Точка H_1 — расчетные параметры наружного воздуха; точка H_2 — нагрев приточного наружного воздуха утилизируемым теплом выбросного вытяжного воздуха; точка K_{cl} — точка P — нагрев приточного наружного воздуха в калорифере до температуры притока $t_n = 14,2^\circ\text{C}$.

В месте пересечения прямых $t_{y, ap} = 24,9^\circ\text{C}$ и $d_{y, ap} = 2,23 \text{ г/кг}$ находим точ-

ку Y_{ap} . Соединяем точку Y_{ap} и P прямой и в месте пересечения с $t_{n, ap} = 21^\circ\text{C}$ получаем $\phi_{v, ap} = 15\%$.

В месте пересечения прямых $t_{y, cu} = 23,5^\circ\text{C}$ и $d_{y, cu} = 3,04 \text{ г/кг}$ находим точку Y_{cu} . Соединяем прямой линией точки Y_{cu} и P в месте пересечения с $t_{n, cu} = 20^\circ\text{C}$ определяем $\phi_{v, cu} = 18\%$. Полученные значения относительной влажности воздуха в зоне нахождения зрителей на арене и артистов на сцене меньше комфортного значения 30% . Однако расчетные значения $t_{n1} = -26^\circ\text{C}$ и $d_{n1} = 0,6 \text{ г/кг}$ соблюдаются в холодный период года в течение короткого времени (46 ч/год). Поэтому в остальной холодной период года температура и влагосодержание наружного воздуха будут выше и относительная влажность воздуха в зоне арены и сцены будет отвечать комфортному уровню $\phi_v \geq 30\%$. Соединив прямой линией точки Y_{ap} и Y_{cu} , получим средние параметры вытяжного воздуха: $t_{y1} = 24^\circ\text{C}$; $i_{y1} = 31 \text{ кДж/кг}$.

В теплоизвлекающем теплообменнике в вытяжном агрегате на отопление антифриза будет расходоваться теплота

$$Q_{ty} = L_y \rho_y (i_{y1} - i_{y2}) / 3,6 = 34000 \cdot 1,23 \times (31 - 9) / 3,6 = 255567 \text{ Вт}.$$

Приточный наружный воздух нагревается отепленным антифризом, подаваемым насосом в теплоотдающий теплообменник, в приточном агрегате до температуры

$$t_{n2} = Q_{ty} \cdot 3,6 / L_{nn} \rho_{nn} c_p + t_{n1} = (255567 \times 3,6) / (34000 \cdot 1,36 \cdot 1) - 26 = 20 - 26 = -6^\circ\text{C}.$$

В калорифере приточного агрегата необходимо нагреть приточный наружный

воздух до $t_{kl} = t_n = 14,2^\circ\text{C}$. Благодаря применению установки утилизации насосной циркуляцией антифриза удается сократить расчетный расход теплоты на величину

$$(t_{n2} - t_{n1}) / (t_{kl} - t_{n1}) \cdot 100 = (-6 + 26) / (14,2 + 26) = 50\%.$$

Принципиальная схема приточно-вытяжных агрегатов, используемых для обслуживания не только ледяного поля, но и ледяного поля, превращенного в арену с креслами для зрителей и сценой, показана на рис. 2. Эта схема отличается от схемы СКВ, приведенных в работе [2] и применяемых для обслуживания только ледяного поля. Поэтому проектировать СКВ для помещений искусственных катков необходимо с учетом возможных вариантов их использования.

СКВ для обслуживания трибун со зрительными сохраняют свои конструктивные решения, рассмотренные в работе [3]. Учитывая возможности различной расчетной проектной производительности по воздуху приточно-вытяжных агрегатов в помещениях для катков, рационально применять центральные кондиционеры фирмы «York Россия». В Зеленограде (Москва) специалисты этой фирмы организовали производство технологических блоков, геометрические размеры которых могут изменяться с шагом 50 мм. Это позволяет выбрать рациональные и экономичные решения СКВ.

Для помещений катков и спортивных арен часто наиболее рациональным местом размещения кондиционеров является межферменное пространство, где, как правило, каркас кондиционера должен иметь меньшую высоту и большую ширину по сравнению с традиционными фиксированными размерами каркаса модулей центральных кондиционеров производства других фирм. Гибкость в выборе желаемого размера каркаса кондиционеров фирмы «York Россия» позволяет находить для размещения кондиционеров наиболее рациональное место и сокращать протяженность присоединяемых воздуховодов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях. — М.: Стройиздат, 1982.
2. Кокорин О.Я. Системы кондиционирования воздуха и холодоснабжения помещений искусственных катков // Холодильная техника. 2001. № 11.
3. Кокорин О.Я. Системы кондиционирования воздуха и холодоснабжения помещений искусственных катков // Холодильная техника. 2002. № 3.

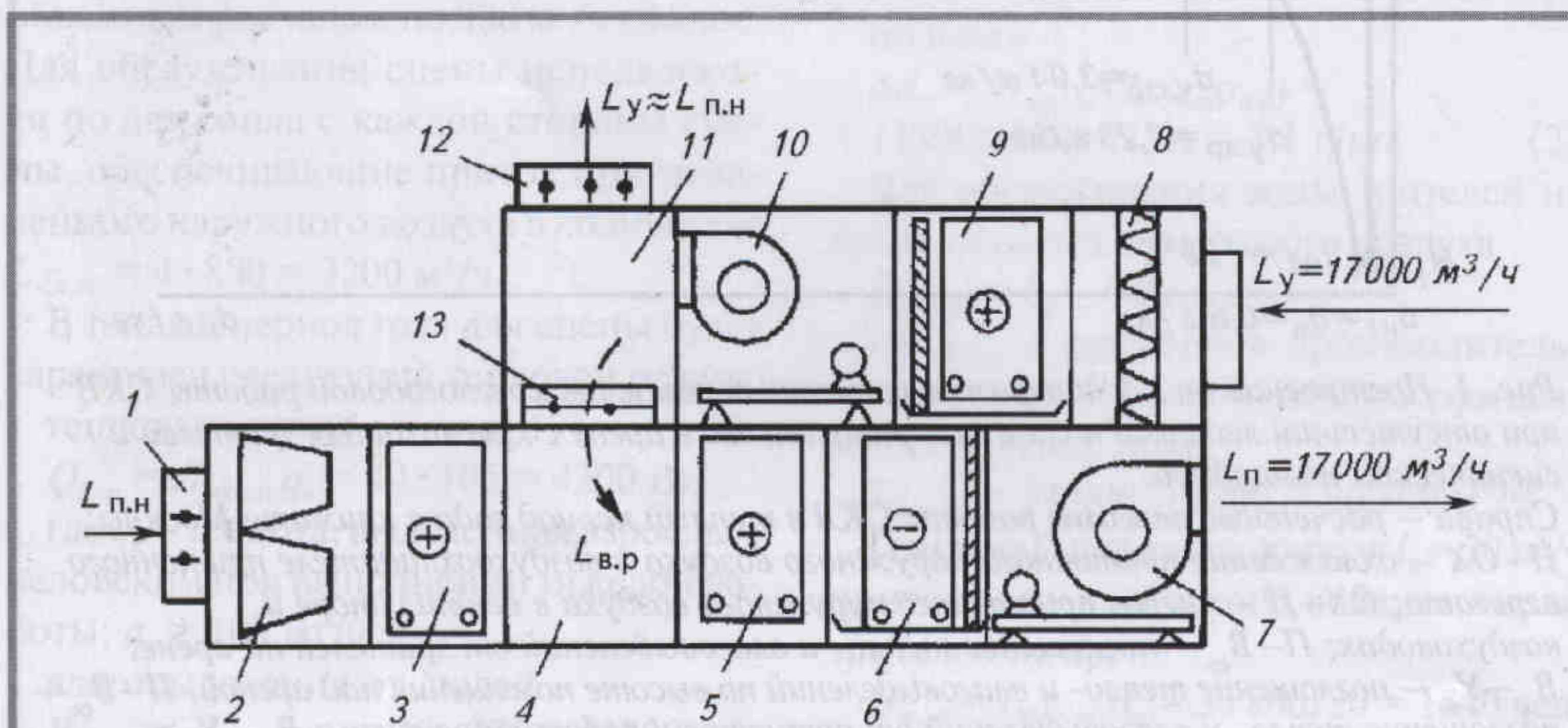


Рис. 2. Принципиальная схема приточно-вытяжного агрегата для обслуживания СКВ ледяного и трансформированного (в арену с креслами для зрителей и сценой) поля: 1 — воздушный клапан приточного наружного воздуха $L_{п.н} = L_n$; 2 — карманный фильтр EU5; 3 — теплоотдающий теплообменник установки утилизации; 4 — смесительная камера поступления рециркуляционного воздуха $L_{в.р}$ в режимах дежурного воздушного отопления; 5 — калорифер; 6 — воздухоохладитель с поддоном и сепаратором; 7 — приточный вентилятор; 8 — фильтр грубой очистки EU3; 9 — теплоизвлекающий теплообменник установки утилизации с поддоном и сепаратором; 10 — вытяжной вентилятор; 11 — промежуточная секция; 12 — воздушный клапан для выброса в атмосферу удаляемого вытяжного воздуха $L_y = L_{п.н}$; 13 — воздушный клапан для режима рециркуляции внутреннего воздуха $L_{в.р}$