

тий применение стальных панелей во всем рассматриваемом диапазоне строительной ширины прибора является экономически эффективным³. Следует учитывать также ряд присущих стальным панелям признаков так называемого несоизмеримого эффекта, как, например, малую строитель-

ную глубину, особенно необходимую в полносборном строительстве, лучшие эстетические свойства, легкость и простоту очистки поверхности панели от пыли.

По нашему мнению, изложенный в настоящей работе метод технико-экономического расчета позволяет не только более полно учитывать капитальные и эксплуатационные затраты, но и подробно анализировать возможности их снижения путем выбора оптимальных конструктивных решений и области применения элементов новой техники.

³ Разработанные в последнее время НИИ санитарной техники Госстроя СССР и Институтом электросварки имени Патона образцы стальных панельных радиаторов в основном отвечают указанным выше требованиям, что определяет их положение на графиках (рис. 1 и 2) в эффективной зоне.

Инж. Н. Н. РАЗУМОВ

УДК 697.9.001. 2А

Определение воздухообменов в зданиях графо-аналитическим методом

Некоторые задачи, имеющие большое практическое значение, как, например, определение величины инфильтрации воздуха и воздухообменов в зданиях различной этажности и планировки, трудно поддаются аналитическому решению из-за большого числа переменных величин, значительная часть которых не может быть выражена простыми математическими зависимостями.

Решение этих задач осуществляется методом гидравлической аналогии, требующим специального оборудования.

Используемый ниже, разработанный нами графо-аналитический метод, позволяет решать такие задачи при помощи логарифмической линейки и графических построений.

Наглядность изображаемых процессов подчеркивает их физическую сущность и позволяет контролировать результаты при проведении расчетов.

Вентиляционный обмен в здании возникает при наличии неплотностей в наружных ограждающих конструкциях (отверстий, щелей, фрамуг, вентиляционных каналов и т. п.) и разности давлений по обе их стороны.

Разность давлений может быть вызвана разностью объемных весов воздуха внутри и снаружи здания, действием ветра, который, обтекая здание, создает с наветренной стороны повышенное давление, а с заветренной — разрежение, или, наконец, действием механической вентиляции. Все эти факторы могут действовать раздельно или совместно в любом сочетании.

Для определения воздухообмена в здании необходимо знать гидравлические характеристики всех отверстий, через которые происходит воздухообмен, и разность давлений на уровне этих отверстий.

Связь между избыточным давлением H и расходом воздуха G может быть получена из уравнения Бернулли. Если скорость воздуха выразить

через расход G кг/ч, а его объемный вес γ кг/м³ при прохождении через отверстие принять неизменным, то эта зависимость может быть выражена формулой

$$H = SG^2 \text{ кг/м}^2,$$

где S — гидравлическая характеристика, представляющая собой сопротивление участка сети (отверстия) при перемещении по нему единицы расхода воздуха.

Гидравлическая характеристика в зависимости от объемного веса перемещаемой жидкости должна пересчитываться по формуле

$$S = \frac{H}{G^2} \cdot \frac{\gamma_0}{\gamma},$$

где γ_0 — объемный вес воздуха, при котором рассчитано H , в кг/м³.

γ — объемный вес перемещаемого воздуха в кг/м³.

Избыточное давление воздуха в любом отверстии можно определять, пользуясь следующими рассуждениями.

На любом произвольном уровне I—I примем атмосферное давление за нуль (рис. 1). Температуру наружного воздуха и его объемный вес обозначим соответственно t_n и γ_n ; температуру в помещении обозначим t_b , объемный вес внутрен-

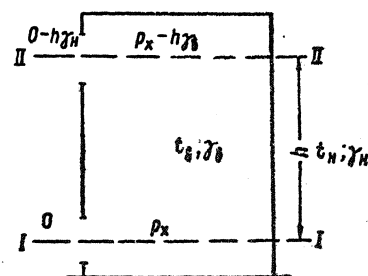


Рис. 1. Распределение гидростатических давлений

него воздуха γ_b ; h — расстояние по вертикали от линии отсчета до оси рассматриваемого отверстия.

Полное наружное давление на уровне I—I нижнего отверстия равно 0. Давление внутри на том же уровне — p_x . Разность давлений на уровне I—I $H_I = 0 - p_x = -p_x$ кг/м².

Полное наружное давление на уровне II—II верхнего отверстия

$$0 - h\gamma_n = -h\gamma_n.$$

Давление внутри на уровне II—II верхнего отверстия равно

$$p_x - h\gamma_b.$$

Разность давлений в плоскости II—II

$$H_{II} = p_x - h\gamma_b - (-h\gamma_n) = p_x + h(\gamma_n - \gamma_b) \text{ кг/м}^2.$$

Если принять, что внутреннее давление по высоте помещения постоянно, т. е. $p_x = \text{const}$, то наружное гидростатическое давление на уровне верхнего отверстия будет выражаться условной величиной $h(\gamma_n - \gamma_b)$, численно равной избыточному гидростатическому давлению, действующему на том же уровне. При учете дополнительного влияния ветрового давления, которое примем для нижнего отверстия равным p_v^I , а для верхнего отверстия p_v^{II} , получим суммарное избыточное давление, создающее воздухообмен,

$$H = p_v^I - p_v^{II} + h(\gamma_n - \gamma_b) \text{ кг/м}^2.$$

Воздухообмен в помещении при наличии двух отверстий. Рассмотрим замкнутый объем (рис. 2), в котором имеется два отверстия с гидравлическими характеристиками S_1 и S_2 . Полное наружное давление на уровне этих отверстий примем p_1 и p_2 . Если $p_1 \neq p_2$, то через рассматриваемый объем будет происходить движение воздуха, вызванное разностью давлений. При этом одно отверстие будет приточным, а другое вытяжным. Расходы воз-

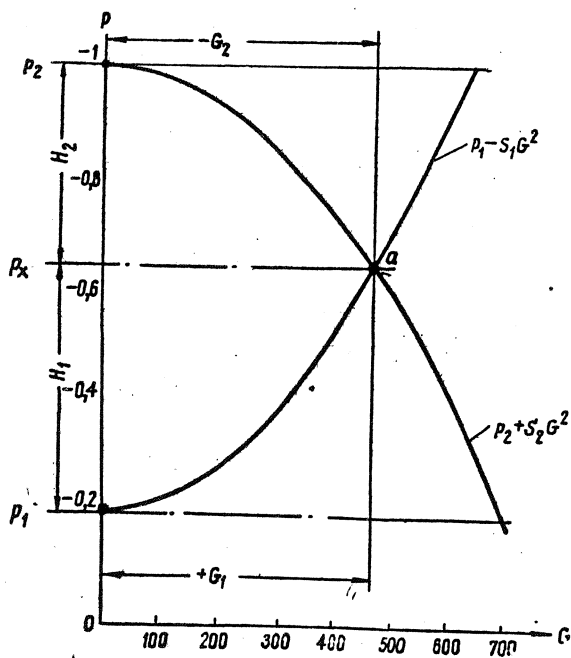


Рис. 2. Определение воздухообмена в помещении при наличии двух отверстий

духа, проходящего через отверстия, будут равны между собой, а сумма гидравлических потерь равна разности действующих давлений:

$$S_1 G^2 + S_2 G^2 = p_1 - p_2,$$

или

$$p_1 - S_1 G^2 = p_2 + S_2 G^2.$$

В прямоугольной системе координат, где на оси абсцисс отложен расход G , а на оси ординат давление p с отрицательным направлением вверх, левая часть уравнения представляет параболу с параметром

$$\Pi = -\frac{1}{2S_1}$$

и вершиной, обращенной вниз; координаты вершины — $G=0$; $p=p_1$.

Правая часть уравнения также представляет параболу с параметром

$$\Pi = +\frac{1}{2S_2}$$

и вершиной, обращенной вверх; координаты вершины — $G=0$; $p=p_2$. Точка пересечения кривых a определяет количество воздуха, проходящего через объем, и внутреннее давление p_x .

Разности давлений

$$p_1 - p_x = H_1$$

и

$$p_x - p_2 = H_2$$

расходятся на преодоление сопротивления при прохождении воздуха через 1 и 2 отверстия. Так как $p_1 > p_2$, то первое отверстие будет приточным, а второе — вытяжным. При этом расход воздуха G будет иметь знак плюс (при притоке) и знак минус (при вытяжке).

Такое обозначение и примем в дальнейших рассуждениях: для парабол, обращенных вершиной вниз, положительное направление вправо — приток; для парабол, обращенных вершиной вверх, отрицательное направление также вправо — вытяжка.

Воздухообмен помещения с тремя отверстиями. Если в том же объеме сделать третье отверстие с полным наружным давлением на его уровне, имеющем промежуточное значение по отношению к двум первым: $p_1 > p_3 > p_2$, то третье отверстие может оказаться как приточным, так и вытяжным.

Если давление p_3 меньше внутреннего давления p_a , полученного в результате взаимодействия первого и второго отверстий, то третье отверстие будет вытяжным и его характеристика построится по уравнению $p_3 + S_3 G^2$ (рис. 3, а).

Если давление p_3 будет больше внутреннего давления p_a , то третье отверстие будет приточным и его характеристика построится по уравнению $p_3 - S_3 G^2$ (рис. 3, б).

Для определения воздухообмена в помещении при взаимодействии всех трех отверстий необходимо построить суммарную гидравлическую характеристику двух вытяжных (второго и третьего, рис. 3, а) или двух приточных (первого и третьего, рис. 3, б) и найти точку b пересечения этой характеристики с характеристикой отверстия с противоположным

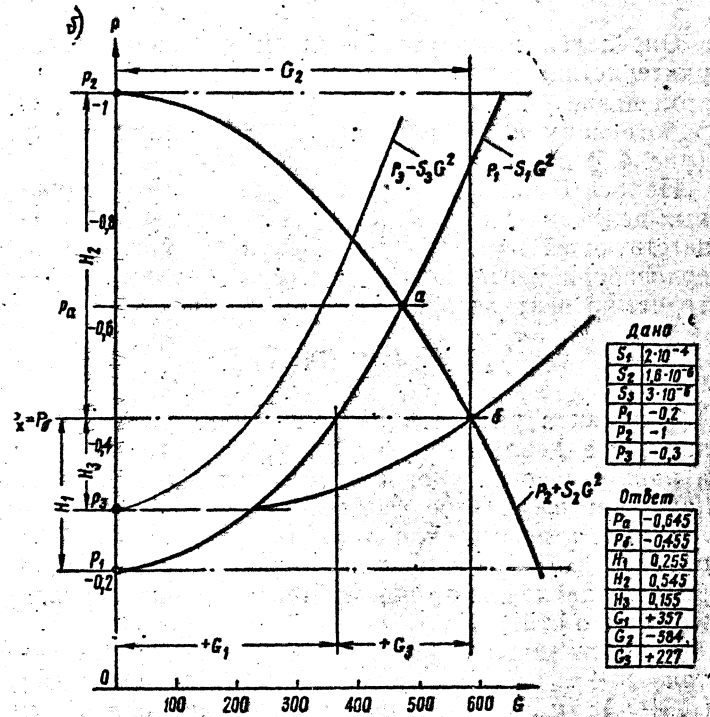
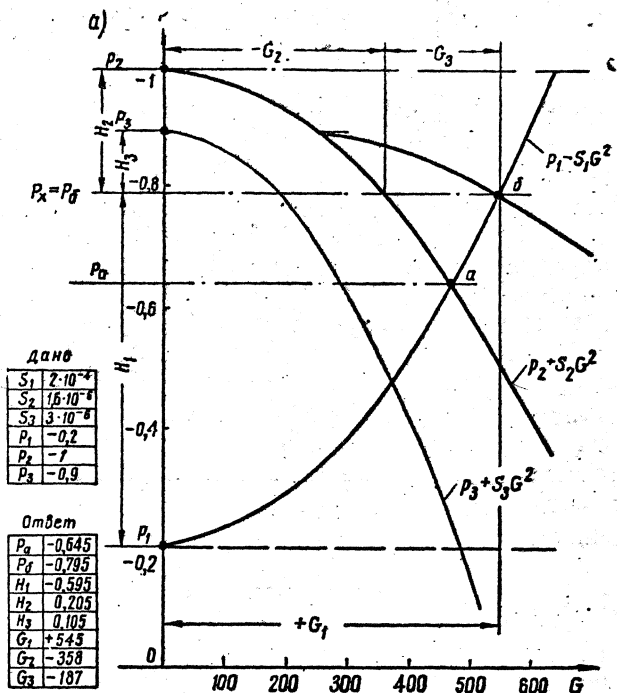


Рис. 3. Определение воздухообмена в помещении при наличии трех отверстий
 $a - p_a < p_a$; $b - p_b > p_a$

направлением потока воздуха (первого, рис. 3,а и второго, рис. 3,б).

Суммарная характеристика двух приточных или двух вытяжных отверстий получается от сложения их абсцисс. Точка б определит внутреннее давление $p_x = p_b$ и суммарный воздухообмен в помещении. Линия, параллельная оси абсцисс, проведенная через точку б, при пересечении с частными характеристиками отверстий определит расход воздуха через них. Избыточные давления, расходуемые на сопротивление при проходе воздуха через отверстия 1, 2 и 3, соответственно будут

$$H_1 = p_1 - p_x,$$

$$H_2 = p_2 - p_x$$

и

$$H_3 = p_x - p_3 \text{ (для случая а)}$$

или

$$H_3 = p_3 - p_x \text{ (для случая б)}$$

По аналогии можно построить график воздухообменов для совместного действия любого числа отверстий.

Построение следует начинать с отверстий, имеющих максимальную разность давлений. Последующим, включаемым в расчет, должно быть то отверстие, для которого разность абсолютных значений действующего в нем давления p_n и внутреннего давления p_x , полученного при совместной работе ранее рассмотренных отверстий, будет максимальной:

$$p_n \pm p_x = \Delta p_{\max}$$

Вентиляция с механическим побуждением. При вентиляции с механическим побуждением могут быть заданы:

а) характеристика вентилятора и расположение воздухозабора или выброса;

б) расход подаваемого или извлекаемого воздуха;

в) давление p_x , поддерживаемое в помещении. Если вентилятор представить как идеальную машину, создающую избыточное давление p_n с неограниченным расходом G , то его характеристика выразится прямой линией, параллельной оси абсцисс с ординатой p_n . Но так как вентилятор имеет собственные потери, то последние могут быть выражены величиной $S_n G^2$, и, таким образом, в окончательном виде характеристика вентилятора может быть представлена уравнением

$$H_x = p_x - p_n = p_n - S_n G^2,$$

где H_x — рабочее давление, создаваемое вентилятором, в кг/м^2 ;

p_x — внутреннее давление в помещении в кг/м^2 ;

p_n — наружное давление на уровне воздухозабора или выброса в кг/м^2 ;

S_n — гидравлическая характеристика вентилятора, включающая все бесполезные потери, в $\text{ч}^2/\text{м}^2 \text{ кг}$;

p_n — максимальное давление, развиваемое вентилятором при заданном числе оборотов, в кг/м^2 ;

G — количество воздуха, перемещаемого вентилятором, в кг/час .

Уравнение

$$p_x = p_n \pm (p_n - S_n G^2)$$

по своему характеру ничем не отличается от ранее рассмотренных уравнений любого из отверстий, что позволяет осуществить аналогичные графические построения.

Определение воздухообмена при заданной характеристике вентилятора. На рис. 4 представлено помещение с тремя отверстиями и вентилятором, работающим на приток (рис. 4,а) и на вытяжку (рис. 4,б) в четвертом отверстии.

На оси ординат откладываем значения наружных давлений p_1 ; p_2 ; p_3 и p_4 . От ординаты p_4 , соответствующей наружному давлению на уровне воздухозабора вентилятора (рис. 4,а), строим характеристику вентилятора

$$p_4 + (p_b - S_b G^2) = p_x.$$

Так как в рассматриваемой схеме наибольшее наружное давление будет на уровне отверстия 1, а наименьшее на уровне отверстия 3, то с них и начинаем построение графика воздухообмена.

Точка *a* пересечения характеристик $p_1 - S_1 G^2$ и $p_3 + S_3 G^2$ определит промежуточное значение внутреннего давления p_a при действии только первого и третьего отверстий.

Разность давлений в точке *a* и точке с ординатой $p_4 + p_b$ будет максимальной. Так как $(p_4 + p_b) > p_a$, то вентилятор создает приток, и его характеристика будет $p_4 + p_b - S_b G^2 = p_x$, абсциссы ее складываются с абсциссами характеристики первого отверстия $p_1 - S_1 G^2$.

Точка *b* пересечения суммарной характеристики вентилятора и первого отверстия с характеристикой третьего отверстия $p_3 + S_3 G^2$ определит новое значение внутреннего давления в помещении. Оставшееся второе отверстие будет вытяжным, так как $p_b > p_2$ и абсциссы его характеристики прибавляются к абсциссам характеристики третьего отверстия, создающего вытяжку.

В результате получим точку *z* пересечения суммарных характеристик всех отверстий и вентилятора.

Ордината p_z определит внутреннее давление в помещении, а абсцисса G_z — суммарный воздухообмен.

Линия, проведенная через точку *z* параллельно оси абсцисс, при пересечении частных характеристик определит расходы по отверстиям: отрезок *v—z* и равный ему отрезок *e—ж* — расход $-G_2$; отрезок *z—d* и равный ему отрезок *e—з* — расход вентилятора $+G_b$; отрезок *e—в* — расход $-G_3$; отрезок *e—d* — расход $+G_1$.

Разность между внутренним давлением $p_z = p_x$ и внешними давлениями на уровне отверстий определит избыточные давления в одноименных по индексу отверстиях.

Разность ординат

$$p_4 - p_z = H_x$$

определяет рабочее давление, развиваемое вентилятором.

Построение графика на рис. 4,б аналогично построению на рис. 4,а. Так как вентилятор создает вытяжку, то его характеристику необходимо строить по уравнению

$$p_x = p_4 - (p_b - S_b G^2) = p_4 - p_b + S_b G^2.$$

В схеме (рис. 4,б) вытяжку обеспечивают вентилятор и третье отверстие, приток создают первое и второе отверстия. Абсциссы показывают: *e—в* — расход $+G_1$; *v—z* = *e—d* — расход $+G_2$; *z—d* = *e—в* — расход вентилятора $-G_b$; *e—d* — расход $-G_3$.

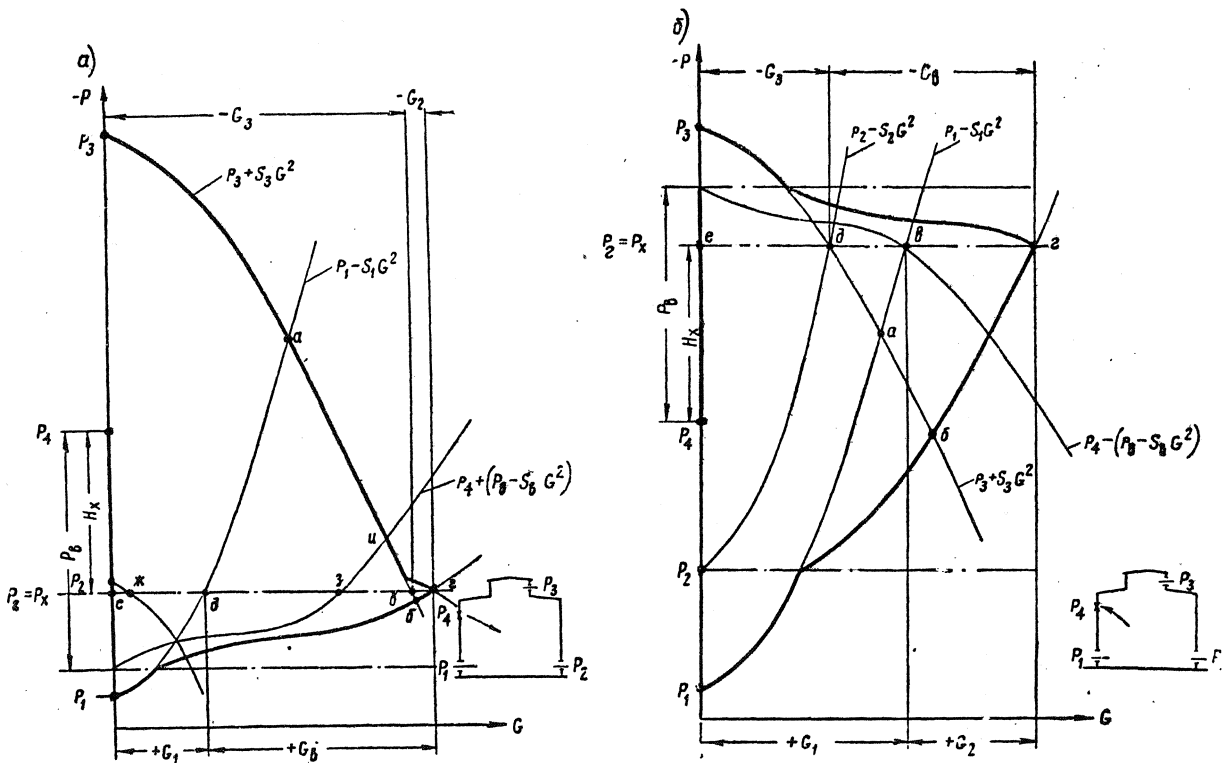


Рис. 4. Определение воздухообмена при заданной характеристике вентилятора $p_b - S_b G^2$

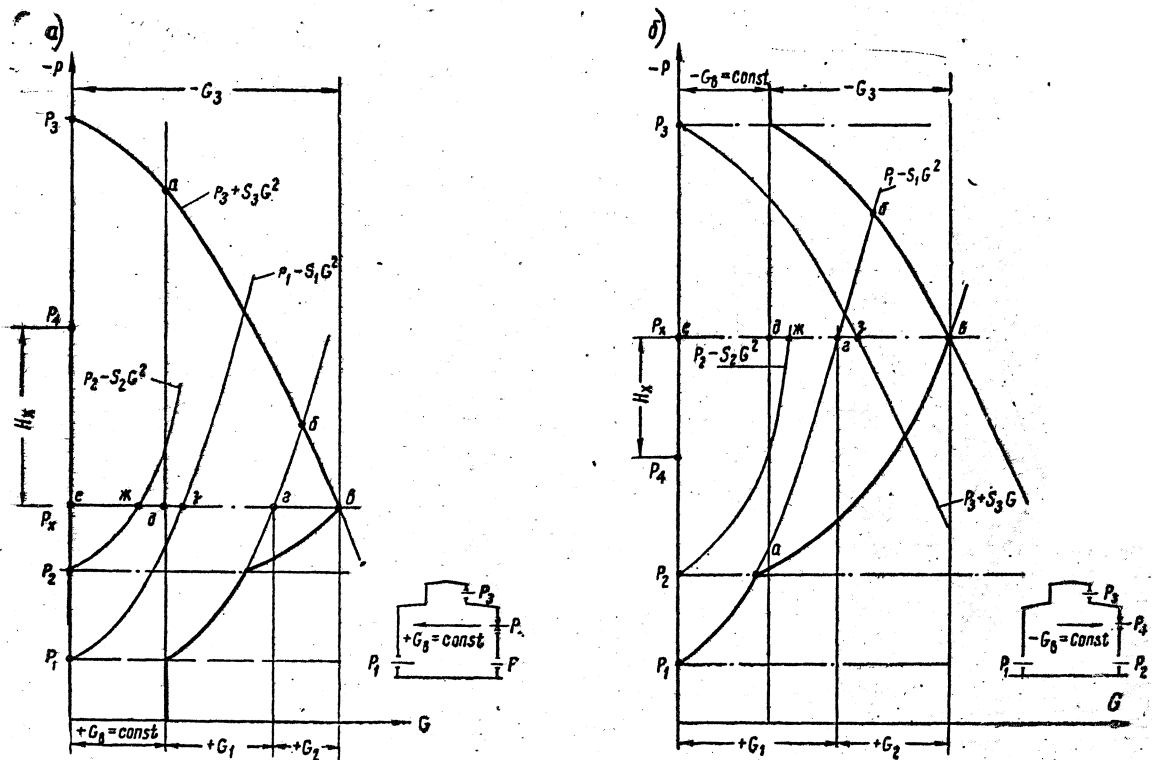


Рис. 5. Определение воздухообмена при заданной производительности вентилятора G_b

Определение воздухообмена при заданной производительности вентилятора. На рис. 5 приведен график воздухообмена при заданной производительности вентилятора $\pm G_b = \text{const}$.

На оси ординат откладываем наружные давления для имеющихся в помещении отверстий p_1 , p_2 и p_3 .

На оси абсцисс откладываем отрезок $e-d$, соответствующий заданной производительности вентилятора, и проводим линию, параллельную оси ординат $G_b = \text{const}$. В схеме (рис. 5,а) вентилятор приточный, поэтому построение начинаем с вытяжного отверстия, на уровне которого наименьшее наружное давление. В нашем примере это отверстие — третье.

Строим характеристику третьего отверстия по уравнению

$$p_x = p_3 + S_3 G^2$$

и находим точку a пересечения ее с линией $+G_b = \text{const}$. По отношению к точке a наибольшее избыточное давление будет у отверстия первого, а так как $p_1 > p_a$, то оно будет приточным. Абсциссы характеристики первого отверстия $p_1 - S_1 G^2$ следует сложить с абсциссой прямой $+G_b = \text{const}$. Полученная суммарная характеристика

$$p_x = p_1 - S_1 (G - G_b)^2$$

пересечет в точке b характеристику третьего отверстия.

Оставшееся второе отверстие также будет приточным, так как $p_2 > p_b$, и его характеристику $p_2 - S_2 G^2$ нужно сложить по абсциссам с суммарной характеристикой

$$p_x = p_1 - S_1 (G - G_b)^2$$

Точка b пересечения полученной кривой с характеристикой третьего отверстия определит внутреннее давление в помещении.

Линия, проведенная через точку b параллельно оси абсцисс, при пересечении с частными кривыми определит расход воздуха через одноименные им отверстия: $b-g = e-ж$ — расход $+G_2$; $d-g = e-d$ — расход $+G_1$; $d-e$ — заданный расход $+G_b$; $e-b$ — расход через вытяжное отверстие $-G_3$.

$H_x = p_4 - p_x$ — рабочее давление, создаваемое вентилятором при расходе G_b .

На рис. 5,б задан расход вытяжного воздуха, поэтому построение начинается с приточного отверстия, имеющего наибольшее наружное давление. На рис. 5,б таким отверстием будет первое. Дальнейшее построение аналогично разобранным ранее примерам.

Расчет по заданному расходу воздуха служит также для определения располагаемого избыточного давления в вытяжных и приточных каналах естественной вентиляции, которое равно разности между внутренним и наружным давлением в устье шахты или на уровне рассматриваемого отверстия

$$H = p_x - p_n$$

Определение воздухообмена при заданном внутреннем давлении. Решение задачи при известных гидравлических характеристиках отверстий, наружных давлениях на их уровнях и внутреннем давлении $p_x = \text{const}$ не встречает затруднения.

Все отверстия, у которых наружные давления больше заданного внутреннего давления, действу-

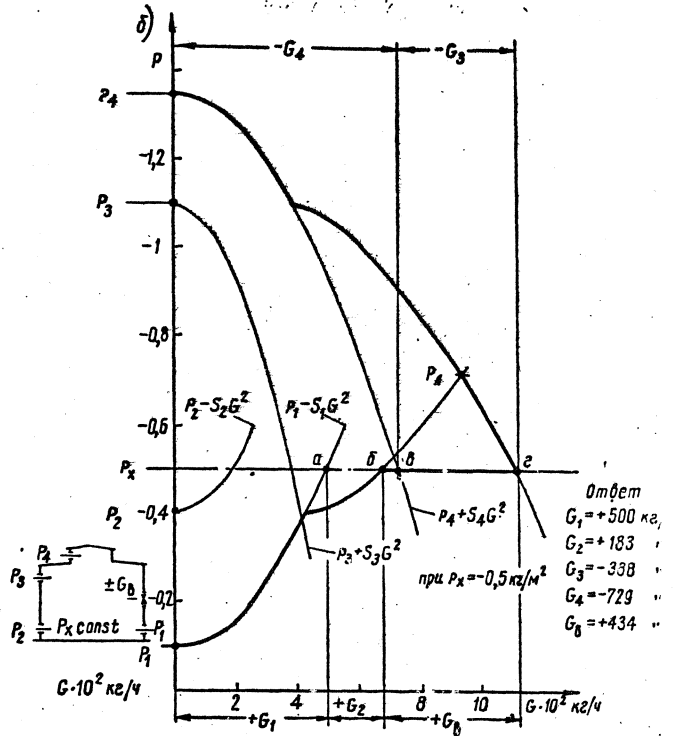
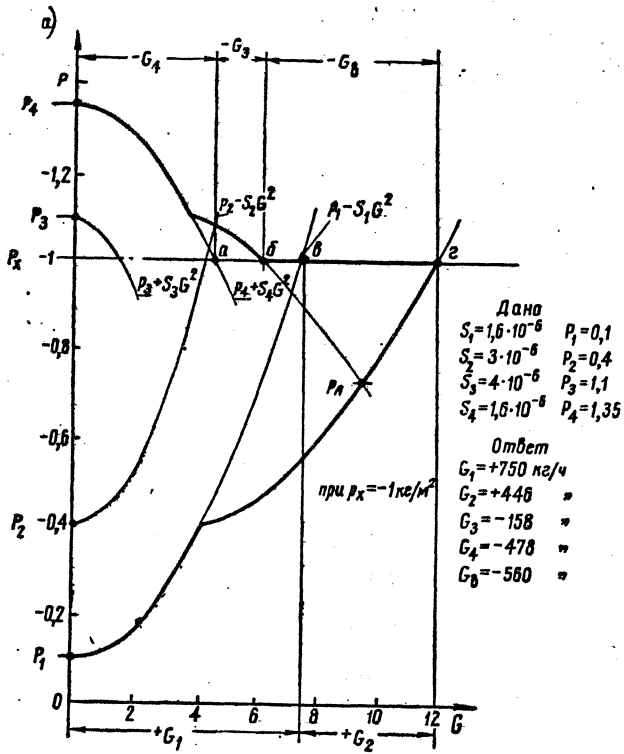


Рис. 6. Определение воздухообмена при заданном внутреннем давлении p_x

ют как приточные, и абсциссы их характеристик складываются.

Точка пересечения суммарной кривой характеристик приточных отверстий с линией внутреннего давления $p_x = \text{const}$ определит суммарный расход воздуха по всем приточным отверстиям.

Все отверстия, у которых наружное давление меньше заданного внутреннего давления, являются вытяжными, и их характеристики складываются по абсциссам.

Точка пересечения суммарной кривой характеристик вытяжных отверстий с линией $p_x = \text{const}$ определяет суммарный расход воздуха по всем вытяжным отверстиям.

Точки пересечения линии внутреннего давления $p_x = \text{const}$ с частными гидравлическими характеристиками отверстий определяют расходы воздуха по ним.

Разность между притоком и вытяжкой определяет количество воздуха, которое должно быть подано в помещение, чтобы обеспечить заданное внутреннее давление.

На рис. 6 разобран пример, когда в одном и том же помещении заданы различные давления.

На рис. 6, а давление p_x меньше давления p_A которое установилось бы при работе 1, 2, 3 и 4 отверстий (точка пересечения суммарных кривых). В этом случае для обеспечения заданного давления необходимо дополнительно удалять из помещения воздух в количестве $-G_B$.

На рис. 6, б давление $p_x > p_A$, поэтому для поддержания заданного давления необходимо дополнительно подавать в помещение воздух в количестве $+G_B$.

Воздухообмен смежных помещений. При решении воздухообмена двух смежных помещений, соединенных между собой отверстием (рис. 7), неопределенным является избыточное давление, действующее на уровне этого отверстия, которое является функцией взаимодействия всех отверстий и давлений, имеющих в первом и втором помещениях. Это затруднение может быть преодолено, если все отверстия, кроме соединительного, в помещении А приведем к эквивалентному отверстию. Это отверстие по отношению к помещению Б заменит все отверстия помещения А. Характеристика эквивалентного отверстия находится сложением абсцисс частных гидравлических характеристик. Соединительное отверстие между помещениями будет работать последовательно по отношению к эквивалентному, так как при этом рассматриваются только два отверстия. Характеристика совместного действия эквивалентного и соединительного отверстий может быть получена путем сложения приращения их ординат, в результате чего получается приведенная характеристика.

Таким образом, для второго помещения Б получим приведенную характеристику соединительного отверстия с действующим на его уровне наружным давлением. Дальнейшее решение задачи аналогично разобранному ранее для одного помещения с заданными гидравлическими характеристиками и наружными давлениями.

Рассмотрим показанные на рис. 7 два смежные помещения А и Б, соединенные отверстием с.

Заданными являются гидравлические характеристики отверстий и наружные давления на их уровне.

Необходимо определить расходы воздуха через все отверстия и давления в помещениях А и Б.

Минимальное давление $p_6 = -1,4 \text{ кг/м}^2$ и максимальное давление $p_1 = 0$ ограничивает область рассматриваемых в задаче давлений.

Чтобы построить эквивалентную характеристику $p_x \pm S_x G^2$ отверстий 1 и 2 помещения А, строим их частные характеристики (рис. 7, а)

$$p_1 - S_1 G^2 = p_x$$

и

$$p_2 \pm S_2 G^2 = p_x$$

Задавшись значениями p_x от p_1 до p_6 , определяем текущие расходы воздуха G_x как алгебраические суммы частных расходов через отверстия 1 и 2 (не забывая, что парабола, обращенная вершиной вверх, дает отрицательные значения расхода, а обращенная вершиной вниз — положительные), которые и являются абсциссами эквивалентной характеристики. По значениям p_x и G_x строим эквивалентную характеристику.

Если давление на уровне соединительного отверстия со стороны помещения Б будет равно p_3 , то расход воздуха через это отверстие будет равен нулю. Поэтому точку p_3 на оси ординат можно рассматривать как ординату вершины параболы гидравлической характеристики соединительного отверстия, которую и строим по уравнению

$$p_x = p_3 \pm S_c G^2$$

Для построения приведенной характеристики необходимо сложить приращения ординат характеристик эквивалентного и соединительного отверстий,

принимая за начало отсчета ординату p_3 :

$$p_x = p_3 \pm (S_3 G^2 + S_c G^2) = p_3 \pm (S_3 + S_c) G^2 = p_3 \pm S_{np} G^2$$

(см. жирный пунктир на рис. 7,а).

Определяем воздухообмен в помещении Б по заданным гидравлическим характеристикам $S_3; S_4; S_5; S_6$, наружным давлениям на уровне отверстий $p_3; p_4; p_5; p_6$ и приведенной характеристике соединительного отверстия $p_x = p_3 \pm S_{np} G^2$.

Чтобы не затемнять чертежа, строим новую сетку координат (рис. 7,б) и на оси ординат откладываем наружные давления $p_3; p_4; p_5; p_6$. Так как давления p_3 и p_6 в данной расчетной схеме имеют наибольшее и наименьшее значение, с них и начинаем построение.

Строим $p_6 + S_6 G^2$ и $p_3 - S_3 G^2$.

Точка пересечения a определяет промежуточное значение внутреннего давления в помещении Б при работе 3 и 6 отверстий. По отношению к ординате точки a ордината p_3 будет иметь наибольшую разность, а так как $p_a < p_3$, то соединительное отверстие будет приточным, как и третье отверстие. Для получения суммарной кривой к характеристике третьего отверстия прибавляем абсциссы приведенной характеристики соединительного отверстия, перенося их с чертежа (рис. 7,а).

На пересечении с кривой $p_6 + S_6 G^2$ получим точку b , соответствующую уже новому промежуточному значению внутреннего давления в помещении Б при действии третьего, шестого и соединительного отверстий.

По отношению к давлению p_6 наибольшая разность давлений будет в отверстии 5. Так как

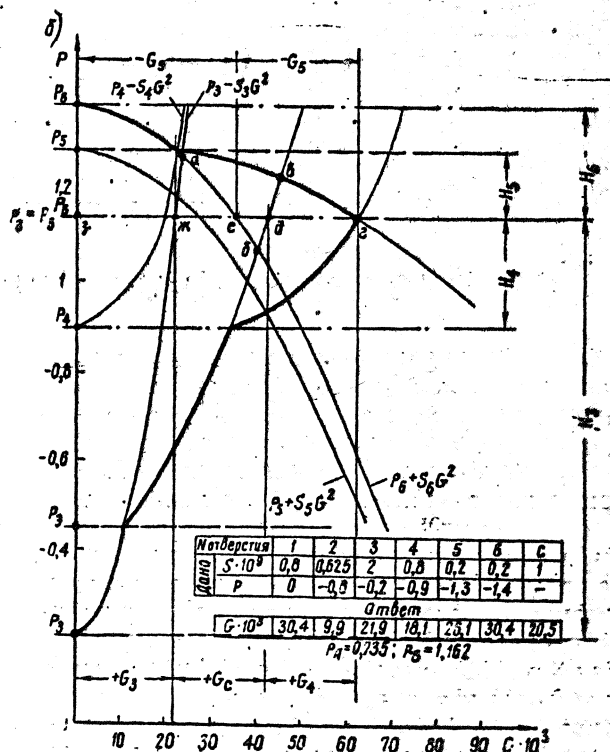
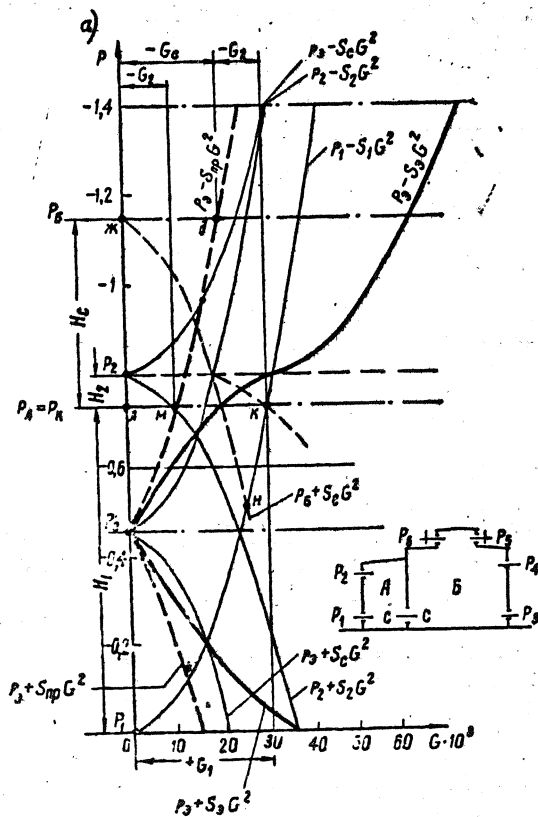


Рис. 7. Определение воздухообмена смежных помещений

$p_5 < p_6$, то оно будет вытяжным, как и шестое отверстие. Абсциссы характеристики $p_5 + S_5 G^2$ складываем с кривой $p_6 + S_6 G^2$. Получим точку $в$ внутреннего давления в помещении B при действии шестого, третьего, соединительного и пятого отверстий. Оставшееся четвертое отверстие будет приточным, так как $p_4 > p_в$, и абсциссы его характеристики должны быть сложены с суммарной характеристикой третьего и соединительного отверстий.

Полученная точка $г$ определит внутреннее давление в помещении B ($p_в = p_B$) и суммарный расход воздуха, проходящего через это помещение.

Линия, проведенная параллельно оси абсцисс через точку $г$, при пересечении с частными характеристиками определяет расход воздуха через одноименные с ними по индексу отверстия: $г-д$ — расход $+G_4$; $д-ж$ — расход $+G_с$; $ж-з$ — расход $+G_3$; $з-е$ — расход $-G_6$ и $е-г$ — расход $-G_5$. Так как внутреннее давление в помещении B является в свою очередь внешним давлением для соединительного отверстия, то мы имеем все исходные данные для определения воздухообмена в помещении A .

Переносим ординату p_B внутреннего давления помещения B на рис. 7,а, строим характеристику соединительного отверстия $p_B + S_с G^2$ и находим точку ее пересечения H с характеристикой первого отверстия $p_1 - S_1 G^2$. Так как $p_2 < p_1$, то второе отверстие будет вытяжным, как и соединительное отверстие. Характеристику $p_2 + S_2 G^2$ по абсциссам складываем с характеристикой $p_B + S_с G^2$.

Точка $к$ пересечения суммарной характеристики второго и соединительного отверстий с характеристикой первого отверстия дает решение задачи. Линия, проведенная параллельно оси абсцисс через точку $к$, при пересечении с частными характе-

ристиками определит расходы воздуха через одноименные по индексу отверстия: $к-и-л-м$ — расход $-G_2$; $и-л$ — расход $-G_с$; $к-л$ — расход $+G_1$. Разность ординат $p_A - p_B = H_с$ представляет собой избыточное давление, расходуемое при прохождении воздуха в количестве $G_с$ через соединительное отверстие.

Из графиков находим разности давлений в 1—6 отверстиях:

$$p_1 - p_A = H_1;$$

$$p_A - p_2 = H_2;$$

$$p_3 - p_B = H_3;$$

$$p_4 - p_B = H_4;$$

$$p_B - p_5 = H_5;$$

$$p_B - p_6 = H_6.$$

Если необходимо определять воздухообмен в многоэтажном здании, то рассматриваем группу квартир, объединяемых одной лестничной клеткой. Строим эквивалентные и приведенные характеристики отдельно для каждой квартиры.

Рассматриваем лестничную клетку как одно помещение, в котором для дверей квартир заданы приведенные характеристики, а для остальных отверстий — истинные характеристики и наружные давления.

Строим график и определяем воздухообмен лестничной клетки и внутреннее давление в ней, которое служит внешним давлением для входных дверей каждой квартиры. Воздухообмен квартиры при наличии гидравлических характеристик всех отверстий (окон, дверей, каналов) и наружных давлений на их уровне определяют, как воздухообмен в помещении с произвольным количеством отверстий.

УДК 662.614 : 628.14 : 551.345.001.2

Инж. Р. М. КАМЕНСКИЙ

Теплопотери воды при пуске трубопровода

Из-за сложности аналитического решения задачи теплового взаимодействия трубопроводов с мерзлым грунтом существующие методы теплового расчета (определение величины теплопотерь, размера талика вокруг трубы и т. д.) в основном отражают стационарные или квазистационарные условия теплообмена, которые удовлетворительно отвечают работе водоводов и магистральных трубопроводов.

В то же время разводящие водопроводные сети и вводы в здания работают в течение суток периодически и, следовательно, при ярко выраженных нестационарных условиях теплообмена. Аналогичные условия наблюдаются и при пуске в работу готовых участков трубопровода или сетей в зимнее время. Поэтому очень важно разработать методику теплового расчета трубопроводов при нестационарных условиях теплообмена. А это возможно лишь

на основании детальных экспериментальных исследований на опытных трубопроводах.

Такие исследования наряду с другими научно-исследовательскими институтами и организациями проведены Институтом мерзлотоведения СО АН СССР в Якутске. Основная цель и направление экспериментальных исследований института состояла в изучении теплообмена трубопроводов с мерзлыми грунтами в период пуска и периодической работы.

Исследования, проведенные на специально построенном опытном водопроводе (рис. 1), позволили выяснить характер теплообмена и дать количественную оценку теплопотери воды при заполнении пустого трубопровода и в течение последующего небольшого (порядка 1—1,5 часа) промежутка времени.