

*С. А. Балобанов<sup>1</sup>, А. Н. Рябинин<sup>2</sup>*

## ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ ЕСТЕСТВЕННОГО ПОБУЖДЕНИЯ "ОВЕН"

Вентиляция естественного побуждения широко применяется в современных жилых зданиях. Строительные нормы и правила [1] рекомендуют устраивать вытяжные каналы, решетки которых расположены на кухне, ванной комнате и в туалете. Приток наружного воздуха в квартиру при этом осуществляется через открытую форточку или через специальные приточные клапаны.

Такой способ вентиляции имеет очевидные преимущества, поскольку система очень проста и не содержит движущихся деталей, поэтому не ломается и не шумит. Однако недостатки тоже очевидны, так как приток холодного воздуха может вызвать ощущение дискомфорта и вынудить закрыть форточку. В последнее время получили распространение герметичные оконные рамы. В этом случае закрытая форточка означает полное прекращение вентиляции и ведет к промерзанию вытяжного канала и к появлению грибка.

Настоящая работа посвящена исследованию системы вентиляции естественного побуждения, свободной от указанного недостатка. Система отличается наличием приточного канала, снабженного теплообменником. Таким образом, в помещение поступает подогретый воздух. Кроме теплообменника в приточном канале расположен воздухораспределитель, защищающий теплообменник от резких порывов ветра и создающий дополнительное аэродинамическое сопротивление. Конструкция воздухораспределителя защищена патентом Российской Федерации [2].

Если для систем вытяжки имеются справочники, позволяющие рассчитать их гидравлическое сопротивление [3, 4], то приточный канал оригинальной конструкции потребовалось экспериментально исследовать.

Исследование аэродинамического сопротивления теплообменника и воздухораспределителя проводилось в аэродинамической трубе АТ-12 НИИ математики и механики математико-механического

---

© С. А. Балобанов, А. Н. Рябинин, 2008.

<sup>1</sup> ООО "ОВЕН С.-Петербург, Россия.

<sup>2</sup> Мат.-мех. факультет СПбГУ, С.-Петербург, Россия.

факультета Санкт-Петербургского государственного университета. Полное описание аэродинамической трубы содержится в статье [5].

Макет приточного канала располагался в рабочей части аэродинамической трубы. Из ДСП были изготовлены пластины, моделирующие часть наружной и часть внутренней поверхности стены здания. Полный размер моделируемого участка стены составил  $730 \times 730$  мм<sup>2</sup>. Исследовалось два варианта воздухораспределителя (в дальнейшем воздухораспределитель 1 и воздухораспределитель 2) с теплообменником ТПТ 12.1М-А-НВ-250-250-2-2-10-20-6 (сайт изготовителя [6]). Схема двух исследуемых вариантов приведена на рис. 1.

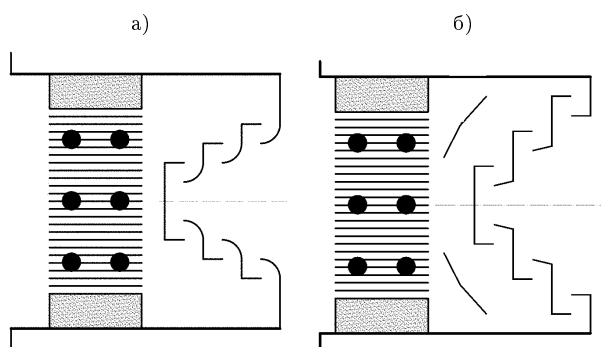


Рис. 1. Схема двух вариантов приточного канала.

а) С воздухораспределителем 1. б) С воздухораспределителем 2.

Перед входным участком и на выходе на координатных устройствах устанавливались насадки Пито-Прандтля, с помощью которых измерялись полное и статическое давления на входе и на выходе приточного канала. Давления измерялись спиртовыми микроманометрами с наклонной трубкой типа ММН 240. При включении вентилятора аэродинамической трубы на входе и выходе макета устанавливался перепад давлений, вызывающий поток воздуха через приточный канал. Одновременно с измерениями давлений на насадках Пито-Прандтля измерялся перепад давлений на сопле аэродинамической трубы  $p_c$ . Основная часть экспериментов была проведена при  $p_c = 400$  Па., однако в отдельном эксперименте изучалось влияние  $p_c$  на полученные коэффициенты. Насадки Пито-Прандтля перемещались в плоскостях, перпендикулярных набегаю-

щему потоку. По результатам измерения давлений насадками Пито-Прандтля вычислялся перепад давлений на приточном канале  $\Delta p$  и динамический напор  $p_1$  и  $p_2$  на входе и на выходе. Динамический напор связан со скоростями воздуха  $v_1$  и  $v_2$  на входе и на выходе соответственно соотношениями

$$p_1 = \rho v_1^2 / 2, \quad p_2 = \rho v_2^2 / 2, \quad (1)$$

где  $\rho$  — плотность воздуха.

Более подробно изучался приточный канал с воздухоораспределителем 1. Оказалось, что перепад давлений  $\Delta p$  на входе и выходе, отнесенный к  $p_c$  принимает значения в узком интервале от 1,38 до 1,47. Среднее значение равно 1,43. Среднеквадратичное отклонение составляет 0,02, что находится в пределах погрешности эксперимента. Перепад слабо зависит от координат насадков Пито-Прандтля. Это свидетельствует о том, что размеры моделируемого участка стены выбраны правильно.

Если распределение динамических давлений и, следовательно, скоростей воздуха на входе, приближенно можно считать равномерным, то распределение динамических давлений и скоростей на выходе не равномерно. Сказанное иллюстрируется диаграммами на рис. 2 и 3.

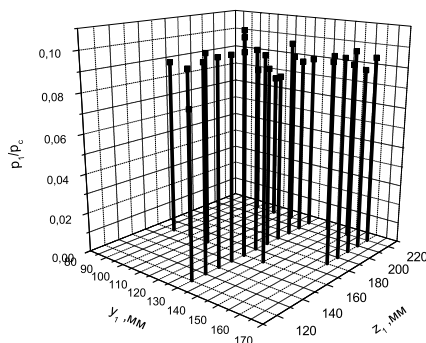


Рис. 2. Скорости воздушного потока на входе в приточный канал.

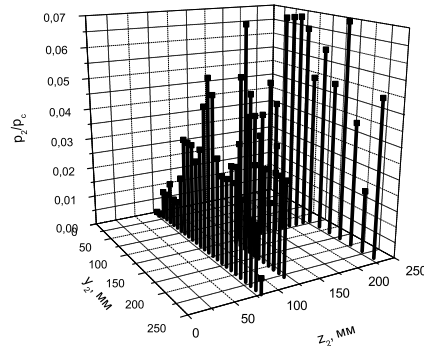


Рис. 3. Скорости воздушного потока на выходе из приточного канала.

Распределение динамического давления на входе приточного канала с теплообменником и воздухораспределителем 2 менее однородно, чем в случае воздухораспределителя 1.

Для проверки корректности проведенного эксперимента проведена проверка равенства экспериментально полученных расходов на входе и выходе приточного канала. Оказалось, что разница расходов не превышает погрешности эксперимента.

Коэффициенты сопротивления приточного канала  $\zeta$ , определяются формулой [3]

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho v^2}{2} = \zeta \frac{\rho G^2}{2s^2}, \quad (2)$$

где  $G$  — объемный расход воздуха,  $s$  — площадь сечения канала. В пересчете на выходное сечение приточного канала ( $s = 0,25 \times 0,25 \text{ м}^2$ ) коэффициенты сопротивления приточного канала с воздухораспределителями 1 и 2 равны 48 и 28 соответственно для  $p_c = 400 \text{ Па}$ . Большая разница сопротивления двух вариантов исполнения воздухораспределителей объясняется разницей площади входного сечения.

В следующих экспериментах испытывался приточный канал без теплообменника.

Коэффициент сопротивления теплообменника получается вы-

читанием из общего коэффициента сопротивления коэффициента сопротивления воздухоораспределителя. Испытания воздухоораспределителей 1 и 2 дают для коэффициента сопротивления теплообменника одинаковое значение  $\zeta = 8$ .

Для выявления зависимости коэффициента сопротивления от перепада давления на приточном канале были проведены измерения динамического давления в одной из точек (где это давление максимально) на выходе из приточного канала от  $p_c$ . Результаты представлены на рис. 4 и 5 в виде графиков, построенных в логарифмических координатах. В таком представлении графики аппроксимируются отрезками прямых.

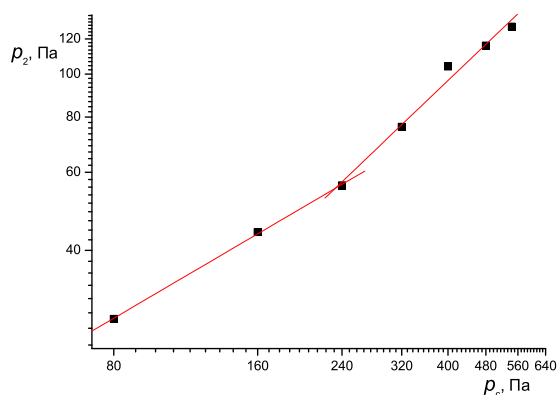


Рис. 4. Зависимость динамического давления на выходе воздухоораспределителя 1.

В случае воздухоораспределителя 1 при  $p_c > 240$  Па, что соответствует перепаду давлений на воздухоораспределителе  $\Delta p > 340$  Па, зависимость описывается формулой

$$\lg p_2 = -0,679 + 1,013 \lg p_c = -0,679 + \lg p_c^{1,013}.$$

Показатель степени у  $p_c$  близок к единице, что указывает, что в этом диапазоне справедлив квадратичный закон сопротивления и коэффициент сопротивления является постоянной величиной. Аналогично для воздухоораспределителя 2 при  $p_c > 80$  Па, что соответ-

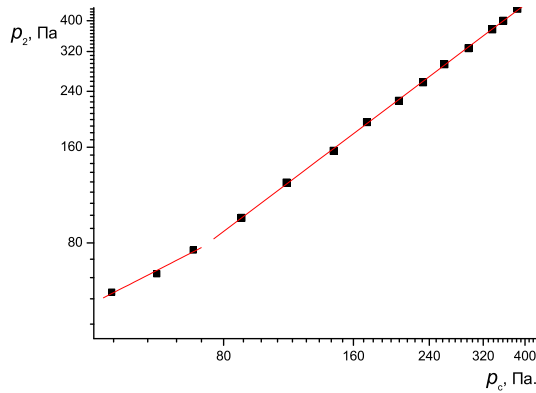


Рис. 5. Зависимость динамического давления на выходе воздухораспределителя 2.

стует перепаду давлений на воздухораспределителе 110 Па, зависимость описывается формулой

$$\lg p_2 = 0,0086 + 1,021 \lg p_c = 0,0086 + \lg p_c^{1,021}.$$

Показатель степени у  $p_c$  также близок к единице.

Малые перепады давлений соответствуют зависимостям

$$\lg p_2 = 0,0228 + 0,633 \lg p_c = 0,0228 + \lg p_c^{0,633}, \quad (3)$$

$$\lg p_2 = 0,417 + 0,696 \lg p_c = 0,417 + \lg p_c^{0,696}. \quad (4)$$

Таким образом, получаем, что при уменьшении перепада давлений коэффициент сопротивления воздухораспределителей уменьшается. Для нахождения коэффициента сопротивления воздухораспределителя при малых перепадах давления нужно пользоваться формулой

$$\zeta = \zeta_0 \left( \frac{\Delta p}{\Delta p_0} \right)^{1-n} = \zeta_0 \left( \frac{G}{G_0} \right)^{\frac{2}{n}-2}, \quad (5)$$

где в качестве  $\zeta_0$  следует принимать значения коэффициента сопротивления воздухораспределителя в диапазоне квадратичного со-

противления (40 и 20 для воздухоораспределителей 1 и 2 соответственно), а  $n$  — показатель степени в формулах (3) и (4),  $\Delta p_0$  — граничные значения перепада давления (340 Па и 110 Па для воздухоораспределителей 1 и 2 соответственно),  $G_0$  — граничные значения расхода воздуха (0,227 м<sup>3</sup>/с и 0,182 м<sup>3</sup>/с для воздухоораспределителей 1 и 2 соответственно).

Снижение коэффициента сопротивления воздухоораспределителей в некоторой степени компенсируется увеличением коэффициента сопротивления теплообменника. Связь перепада давления с массовой скоростью воздуха в калорифере принято описывать эмпирическими степенными формулами [3, 4] вида

$$\Delta p = A(v\rho)^m, \quad (6)$$

где параметры  $A$  и  $m$  зависят от типа теплообменника. Показатель степени  $m$  в формуле (6) удалось определить, анализируя таблицы на сайте производителя [6], относящиеся к калориферам с двумя рядами труб:  $m = 1,65$ . Поскольку массовая скорость  $v\rho$  пропорциональна объемному расходу  $G$ , из формулы (6) следует, что  $\Delta p$  пропорционально  $G^m$ . Таким образом, с учетом формулы (2) получим

$$\zeta = \zeta_0 \left( \frac{\Delta p}{\Delta p_0} \right)^{1-\frac{2}{m}} = \zeta_0 \left( \frac{G}{G_0} \right)^{m-2}, \quad (7)$$

где  $\zeta_0$  — коэффициент сопротивления теплообменника при заданном перепаде давления  $\Delta p_0$  или при заданном расходе  $G_0$ .

Полный коэффициент сопротивления приточного канала будет суммой коэффициентов сопротивления теплообменника и воздухоораспределителя.

В контур системы вентиляции помимо приточного канала входят вытяжные каналы. Внутри помещения воздух свободно распространяется по лестничной клетке и в дверных проемах. Первоначально примем, что воздух проходит через дверные проемы, не испытывая сопротивления (через вентиляционные решетки в дверях либо через щели в нижней части дверей). В дальнейшем сделаем поправку на эти и другие неучтенные потери в размере 10% от общего перепада давления. Потери давления по длине прямой трубы постоянного сечения описываются формулой [3]

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho v^2}{2}, \quad \zeta = \lambda \frac{l}{D_h} + \sum_i \zeta_i, \quad (8)$$

где  $l$  — длина трубы,  $D_h$  — гидравлический диаметр. Для трубы прямоугольного сечения со сторонами поперечного сечения трубы  $a$  и  $b$

$$D_h = 2ab/(a + b).$$

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  при числе Рейнольдса  $Re > 2300$  определяется по формуле Альтшуля [7]

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{k_e}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad Re = \frac{v D_h}{\nu}.$$

Кинематическая вязкость воздуха  $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с. Эквивалентную шероховатость воздуховода вытяжки  $k_e$  следует брать из справочников, например [7]. Для листовой стали  $k_e = 0,0001$  м. Потери на входе и выходе вытяжного канала учитываются с помощью коэффициентов местных сопротивлений  $\zeta_i$  в формуле (8). Например, коэффициент сопротивления входа (в виде поворотного колена и отверстия с площадью, равной удвоенной площади сечения канала, снабженного решеткой)  $\zeta_i = 0,85$ . Коэффициент сопротивления выхода (в виде вытяжной шахты с зонтиком)  $\zeta_i = 1,0$ . Диафрагма, закрывающая 0,25 площади поперечного сечения канала имеет коэффициент сопротивления  $\zeta_i = 0,79$ .

Система вентиляции при проектировании рассчитывается независимо от здания. Для систем естественной вентиляции расчетным считается режим, когда температура наружного воздуха равна 5°C [8]. Разность температур наружного воздуха и воздуха в помещении ведет к появлению перепада давлений в местах расположения приточного и вытяжного каналов. Но кроме температуры наружного воздуха эта разность зависит от направления и скорости ветра. Полный перепад давлений описывается суммой двух слагаемых [8]

$$\Delta p = \Delta \rho g H + (c_1 - c_2) k_d \frac{\rho V^2}{2}, \quad (9)$$

где  $V$  — скорость ветра, — разность высот приточного канала и выпускных отверстий вытяжки,  $\Delta \rho$  — разность плотностей холодного наружного воздуха и теплого воздуха в помещении,  $g$  — ускорение



свободного падения,  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $k_d$  — коэффициенты, смысл которых раскрывается ниже.

Первое слагаемое (9) представляет собой перепад давлений, вызванный разницей температуры наружного воздуха и температуры воздуха в помещении. Расчет второго слагаемого авторы [8] предлагают проводить с помощью СНиП [9]. Коэффициент  $k_d$ , учитывающий изменение ветрового давления по высоте  $z$ , определяется по табл. 6 строительных норм [9], в зависимости от типа местности. Принимаются следующие типы местности:

А — открытые побережья морей, озер и водохранилищ, пустыни, степи, лесостепи, тундра;

В — городские территории, лесные массивы и другие местности, равномерно покрытые препятствиями высотой более 10 м;

С — городские районы с застройкой зданиями высотой более 25 м.

Сооружение считается расположенным в местности данного типа, если эта местность сохраняется с наветренной стороны сооружения на расстоянии  $30h$  — при высоте сооружения  $h$  до 60 м и 2 км — при большей высоте.

Коэффициенты  $c_1$  и  $c_2$  во втором слагаемом формулы (9) представляют собой аэродинамические коэффициенты в местах расположения приточного и вытяжного каналов. Аэродинамические коэффициенты для наиболее распространенных форм зданий так же приводятся в СНиП [9].

Системы вентиляции естественного побуждения СНиП [10] требует рассчитывать на температуру наружного воздуха  $5^\circ\text{C}$ . Те же строительные нормы и правила устанавливают параметры наружного воздуха для расчета систем отопления и вентиляции. В Санкт-Петербурге следует принимать температуру наружного воздуха в холодное время года  $-26^\circ\text{C}$ , скорость ветра 3 м/с. Работу системы вентиляции полезно проверить при следующих параметрах, устанавливаемых СНиП "Строительная климатология" [11] для Санкт-Петербурга:  $-33^\circ\text{C}$  — температура воздуха наиболее холодных суток или  $-30^\circ\text{C}$  — температура воздуха наиболее холодной пятидневки;  $-1,8^\circ\text{C}$  — средняя температура отопительного сезона; 2,8 м/с — средняя скорость ветра за отопительный период; 4,2 м/с — максимальная из средних скоростей ветра по румбам за январь.

Поскольку рассматриваемая система содержит теплообменник, требуется рассчитывать его тепловую мощность и необходимую тем-

пературу теплоносителя.

Введем обозначения:  $T_{a1}$ ,  $T_{a2}$  — температура воздуха на входе и на выходе теплообменника;  $T_{w1}$ ,  $T_{w2}$  — температура теплоносителя (воды) на входе и на выходе теплообменника;  $c_a$ ,  $c_w$  — удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении и удельная теплоемкость теплоносителя;  $G_a$ ,  $G_w$  — массовый расход воздуха и теплоносителя;  $Q$  — мощность теплообменника;  $\rho_w$  — плотность воды;  $\Delta T_a = T_{a2} - T_{a1}$  — разность температур воздуха на входе и на выходе теплообменника;  $\Delta T_w = T_{w1} - T_{w2}$  — разность температур теплоносителя на входе и на выходе теплообменника;  $\Delta T = (T_{w1} + T_{w2} - T_{a2} - T_{a1})/2$  — средняя разность температур теплоносителя и воздуха. Данные завода-изготовителя теплообменника приведены в табл. 1:

Таблица 1					
$Q$ , Вт	$T_{a1}$ , °C	$T_{a1}$ , °C	$T_{a1}$ , °C	$T_{a1}$ , °C	$G$ , м <sup>3</sup> /с
4000	-26	18	70	50	0,08

Следующие формулы означают, что мощность теплообменника равна, с одной стороны, количеству теплоты, отнятому у теплоносителя в единицу времени, с другой стороны — количеству теплоты, переданному воздуху в единицу времени.

$$Q = c_w \Delta T_w G_w, \quad Q = c_a \Delta T_a G_a. \quad (10)$$

Пользуясь формулами (10) и данными табл. 1 можно определить массовые расходы по воздуху и по теплоносителю  $G_a = 0,0905$  кг/с и  $G_w = 0,0478$  кг/с. Объемный расход по воздуху  $G = 0,07$  м<sup>3</sup>/с. Последняя величина близка к величине, даваемой производителем.

Теплообмен описывается формулой [4]

$$Q = kF\Delta T, \quad (11)$$

где  $F$  — площадь поверхности теплообменника, омываемая воздухом,  $k$  — коэффициент теплопередачи. Коэффициент теплопередачи принято описывать функциями, имеющими вид [4]:

$$k = a_1(\rho v)^{a_2}(\rho_w v_w)^{a_3}. \quad (12)$$

Коэффициенты  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  зависят от типа теплообменника. По таблицам, приведенным на сайте производителя [6], удалось определить коэффициенты  $a_2$ ,  $a_3$  для теплообменников с двумя рядами

труб:  $a_2 = 0,51$ ,  $a_3 = 0,08$  Учитывая, что массовые скорости воздуха  $\rho v$  и теплоносителя  $\rho_a v_a$  пропорциональны массовым расходам воздуха  $G_a$  и теплоносителя  $G_w$  соответственно, получим, исходя из формул (11) и (12):

$$Q = 271\Delta T G_a^{0,51} G_w^{0,08}, \quad (13)$$

Переходя от массового расхода воздуха  $G_a$  к объемному расходу  $G$ , имеем:

$$Q = 309\Delta T G^{0,51} G_w^{0,08}, \quad (14)$$

В формулах (12), (13) и (14) массовые расходы следует принимать в кг/с, объемный расход — в м<sup>3</sup>/с. Мощность выражается в ваттах. Если заданы температуры входа воздуха  $T_{a1}$  и теплоносителя  $T_{w1}$ , то из формул (10) и (13) можно найти формулы для температур на выходе:

$$T_{a2} = \frac{T_{a1}(c_a G_a - c_w G_w + A) + 2T_{w1}c_w G_w}{c_a G_a + c_w G_w + A},$$

$$T_{w2} = \frac{T_{a1}(-c_a G_a + c_w G_w + A) + 2T_{a1}c_a G_a}{c_a G_a + c_w G_w + A},$$

где  $A = (2c_a c_w / 271) G_a^{0,49} G_w^{0,92}$ .

Тепловую мощность можно затем определить по любой из формул (10), (13), (14).

Приведем в качестве примера результаты расчета системы вентиляции многоквартирного двухэтажного дома с жилой площадью, которую необходимо вентилировать, 100 м<sup>2</sup> и высотой потолков 2,7 м. Вентиляция имеет один приточный канал с теплообменником и воздухораспределителем 1, и два вытяжных канала на каждом этаже. Примем, что выпускное отверстие вытяжки находится на 10 м выше заборного отверстия приточного канала. Для однократной смены воздуха в час необходимо обеспечить расход  $G = 270$  м<sup>3</sup>/ч, или 0,075 м<sup>3</sup>/с.

При расчетной температуре наружного воздуха для систем естественной вентиляции 5°С и отсутствии ветра определим перепады давления на приточном канале и на вытяжке. Заданный расход можно обеспечить, приложив к приточному каналу перепад давлений 26,22 Па, а к четырем вытяжным каналам (для обеспечения

четверти расхода на каждом) 3,17 Па. Суммарный требуемый напор составит 29,39 Па, а с учетом 10% -ной надбавки на неучтенные потери 33 Па. Устанавливаем, что при разнице температур внутреннего и наружного воздуха 5°С гидравлический напор составит 6,37 Па. То есть он не сможет обеспечить требуемый расход воздуха. Можно попытаться увеличить число приточных и вытяжных каналов, чтобы достичь требуемого расхода. Мы же, руководствуясь мнением, что норма однократного обмена воздуха в час для больших квартир является завышенной [8], продолжим расчеты выбранного варианта. Гидравлический перепад давлений при температуре наружного воздуха 5°С обеспечивает расход  $G = 0,035 \text{ м}^3/\text{с}$ . Рассмотрим случай температуры воздуха наиболее холодных суток –33°С (разность температур 53°С) при отсутствии ветра. Гидравлический перепад давлений в этом случае равен 26 Па. Из них 22 Па приходится на приточный канал, объемный расход при этом составляет 0,070 м<sup>3</sup>/с. Для средней температуры отопительного сезона –1,8°С, получим гидравлический перепад давлений 10 Па. Из них 8,9 Па приходится на приточный канал, расход 0,045 м<sup>3</sup>/с.

Учтем теперь влияние ветра, рассмотрев самый неблагоприятный случай — температуру –33°С и максимальную из средних скоростей ветра по румбам за январь 4,2 м/с. Рассмотрим случай здания с двухскатной крышей, угол наклона скатов 20°. Приточный канал находится на наветренной стороне, а вытяжка на крыше. Отношение высоты здания к его длине приблизительно единица. Находим по таблицам из СНиП [9] аэродинамические коэффициенты  $c_1 = 0,8$ ,  $c_2 = -0,7$ , коэффициент  $k_g = 0,65$ , который соответствует зданию высотой 10 м в зоне В (городские территории, лесные массивы и другие местности, равномерно покрытые препятствиями высотой более 10 м). Полный перепад давлений, определенных по формуле (9) составит 38 Па, из которых 32 Па падает на приточный канал. Расход составляет 0,082 м<sup>3</sup>/с.

Зависимости скорости воздушного потока в системе вентиляции от скорости набегающего ветра при разных температурах наружного воздуха для рассматриваемого здания представлены на рис. 6.

Оценим температуру теплоносителя и мощность, расходуемую теплообменником. Зададимся следующими начальными данными: расход по теплоносителю  $G_w = 0,0478 \text{ кг/с}$ , температура теплоносителя на входе  $T_{w1} = 70^\circ\text{С}$ . Результаты расчета сведены в табл. 2.

Как следует из табл. 2 температура выходящего воздуха несколь-

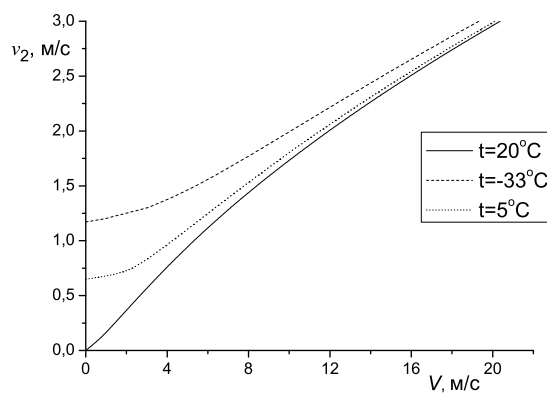


Рис. 6. Зависимости скорости на выходе приточного канала от скорости ветра.

Таблица 2

$T_{a1}, ^\circ\text{C}$	$V, \text{ м/с}$	$G_{a1}, \text{ м/с}$	$T_{a2}, ^\circ\text{C}$	$T_{w2}, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{ Вт}$
-33	0	0,065	15,8	49,5	4105
-1,8	0	0,041	39,3	59,1	2177
5	0	0,030	46,8	61,9	1622
-33	4,2	0,076	12,7	47,6	4487

ко ниже температуры воздуха в помещении, проблему решает повышение температуры теплоносителя на входе теплообменника. В следующей табл. 3 приведены результаты тех же расчетов при повышении температуры теплоносителя на входе до  $90^\circ\text{C}$ .

Таблица 3

$T_{a1}, ^\circ\text{C}$	$V, \text{ м/с}$	$G_{a1}, \text{ м/с}$	$T_{a2}, ^\circ\text{C}$	$T_{w2}, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{ Вт}$
-33	0	0,065	25,3	65,5	4902
-1,8	0	0,041	50,7	76,1	2783
5	0	0,030	46,8	79,4	2121
-33	4,2	0,076	21,5	63,2	5359

Таким образом, исследуемая система вентиляции "Овен" обеспечивает комфортные условия в помещении даже в морозную погоду и при наличии ветра. Разработанная методика расчета поз-

воляет выбрать необходимое количество приточных и вытяжных каналов, их количество, и место расположение в здания, рассчитать требуемую тепловую мощность и температуру теплоносителя в теплообменнике.

У к а з а т е л ь л и т е р а т у р ы

1. *Строительные нормы и правила СНиП 2.08.01.89\** Жилые здания. М.: ГП ЦПП, 1995.
2. *Балобанов С.А., Смирнов Ю.В., Лысый В.П.* Воздухораспределитель. Патент РФ 2307987. 2007.
3. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Изд 3-е. М.: Машиностроение. 1992. 672 с.
4. *Торговников Б.М., Табачник В.Е., Ефанов Е.М.* Проектирование промышленной вентиляции. Справочник. Киев: Будівельник. 1983. 256. с.
5. *Ковалев М.А.* О расчете и исследовании аэродинамических труб // Уч. Зап. Ленингр. ун-та. 1939. Вып. 7. С. 61-86.
6. Сайт ОАО "Воздухотехника" [www.voztech.ru](http://www.voztech.ru)
7. *Русланов Г.В., Розкин М.Я., Ямпольский Э.Л.* Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Проектирование: Справочник. Киев: Будівельник. 1983. 272 с.
8. *Малявина Е. Г., Бирюков С. В., Дианов С. Н.* Воздушный режим жилых зданий Учет влияния воздушного режима на работу системы вентиляции жилых зданий // АВОК №6. 2003. [http://www.abok.ru/for\\_spec/articles.php?nid=2157](http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=2157)
9. *Строительные нормы и правила СНиП 2.01.07-85\** Нагрузки и воздействия. Госстрой РФ. М.: ГУП ЦПП, 1993.
10. *Строительные нормы и правила СНиП 2.04.05-91\** Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. М.: Стройиздат, 2000.
11. *Строительные нормы и правила СНиП 23-01-99\** Строительная климатология. М.: ГП ЦПП, 2003.