



Анализ годового энергопотребления системами вентиляции горячего цеха ресторана

Вентиляция горячего цеха — это многокомпонентная система, в которой учитываются различные факторы обустройства пространства кухни. Как известно, в процессе приготовления пищи на коммерческих кухнях происходит большое тепло- и газовыделение. Полученные теплоизбытки необходимо оперативно отводить из помещения с помощью систем вентиляции в целях: поддержания комфортных условий труда для персонала предприятия согласно СанПиН 2.2.4.548–96; соблюдения технологического процесса приготовления кулинарной продукции; поддержания условия микроклимата помещения для соблюдения правил пожарной безопасности.

Локальная вентиляция горячего цеха столовой общественного назначения представлена вытяжными зонтами, устанавливаемыми над тепловым оборудованием. Основная функция — отведение наружу тёплого отработанного воздушного потока (в том числе запахов, дыма, масла и др.) из рабочей зоны путём создания дополнительной области разреженного давления. При проектировании системы вентиляции кухонь основным показателем является расход воздуха через вытяжной зонт. Малый расход воздуха может нарушить функционирование, в результате чего загрязнённый воздух будет распространяться по помещению.

Завышенный расход воздуха приводит к излишним капитальным и эксплуатационным затратам. Вместе с тем увеличение объёма удаляемого воздуха означает увеличение объёма приточного воздуха. Проблемой обычных систем вентиляции с постоянным значением воздухообмена является бесполезная трата энергии вентиляторами и кондиционерами [1].

Локальная вентиляция горячего цеха столовой общественного назначения представлена вытяжными зонтами. Их основная функция — отведение наружу тёплого отработанного воздушного потока

Целью статьи является оценка влияния каждой из применяемой инженерами методик расчёта воздухообмена в горячем цехе кухни на энергозатраты вентиляционных систем, поддерживающих допустимые условия микроклимата в помещении. На основании такого расчёта возможно произвести дальнейшую финансовую оценку с помощью СДЗ как типовых решений по вентиляции горячего цеха, так и любых вариантов с применением вторичных энергетических ресурсов (ВЭР).

Рецензия эксперта на статью получена 07.02.20 [Expert review on the article received on February 7, 2020].

УДК 697.911 + 270109. Научная специальность: 05.23.03.

Анализ годового энергопотребления системами вентиляции горячего цеха ресторана

О. Ю. Маликова, к.т.н., доцент, кафедра «Теплогасоснабжение и вентиляция», Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ)

Целью статьи является оценка влияния каждой из применяемой инженерами методик расчёта воздухообмена в горячем цехе кухни на энергозатраты вентиляционных систем. Расчёт проведён по шести методикам определения расхода воздуха, удаляемого местными кухонными вытяжными зонтами. Для компьютерного моделирования энергозатрат применена вероятностно-статистическая модель климата и универсальная программа на ПК. Значительные расхождения в результатах расчётов вытяжных зонтов по разным методикам определяют необходимость проведения экспериментальных исследований и создание обобщённой методики.

Ключевые слова: вентиляция, вытяжной зонт, воздухообмен, кухня.

UDC 697.911 + 270109. Number of scientific specialty: 05.23.03.

Analysis of annual energy consumption by the ventilation systems of the kitchen of a restaurant

O. Yr. Malikova, PhD, the Department of Heat and Gas Supply and Ventilation, National Research University Moscow State University of Civil Engineering (NRU MGUSU)

The purpose of the article is to assess the impact of each of the methods used by engineers to calculate air exchange in the hot workshop of the kitchen on the energy consumption of ventilation systems. The calculation was carried out according to six methods for determining the flow rate of air removed by local kitchen hoods. For computer modeling of energy consumption, a probabilistic-statistical climate model and a universal computer program for PC are used. Significant discrepancies in the calculation results of exhaust hoods by different methods determine the need for experimental studies and the creation of a generalized methodology.

Key words: ventilation, exhaust hood, air exchange, kitchen.



В условиях холодного климата теплоту вытяжного воздуха от зонта возможно использовать для нагрева приточного воздуха. Однако при этом нужно предпринимать меры по регулярной очистке фильтров и обслуживанию теплообменника для предотвращения засорения его частицами масла из вытяжного воздуха, либо использовать альтернативные методы очистки [2].

Несколько методик, предлагаемых отечественными учёными, для определения расхода воздуха через вытяжной зонт, были рассмотрены в процессе проектирования объекта — ресторана в Москве. Площадь помещения горячего цеха — 35,9 м², объём — 143,6 м³. Технологами предусмотрен островной зонт вытяжной габаритами 3100×1600×400 мм. Стандартная высота установки вытяжного зонта над поверхностью чистого пола — 2 м [3].

Оборудование горячего цеха ресторана

Тип оборудования	Мощность электрическая, кВт	Количество, шт.
Пароконвектомат	10,0	1
Теплан	12,0	2
Плита индукционная	10,0	2
Плита керамическая	8,0	1
Плита VOK	5,0	1
Фритюрница	8,5	2

Основная тепловыделяющая технология горячего цеха представлена оборудованием, приведённым в табл. 1.

В горячем цехе обеспечено разряжение, достигаемое подачей в смежное помещение выдачи блюд части приточного воздуха (принято 30 % от удаляемого местным отсосом), предназначенного для вентиляции горячего цеха и перетекание от обеденного зала технологически обеспечить невозможно.

Для расчёта расходов вытяжного воздуха через местные отсосы (МО) в применяемых методиках необходимы следующие исходные данные: тип установленно-

го технологями кухонного оборудования и габариты; тип зонта, высота размещения над рабочей поверхностью; классификация горячего цеха по типу кухни; организация воздухообмена внутри кухни.

Долгие годы в российской практике применяется метод скорости всасывания [4]:

$$L_{\text{мо}} = 3600 \nu A, \quad (1)$$

где $L_{\text{мо}}$ — расход воздуха, удаляемого из обслуживаемой зоны помещения местной вытяжкой, м³/ч; A — площадь расчётного сечения зонта, м²; ν — требуемое значение скорости воздуха для устойчи-

Нужно предпринимать меры по регулярной очистке фильтров и обслуживанию теплообменника для предотвращения засорения его частицами масла из вытяжного воздуха

табл. 1

вой работы 0,15–0,3 м/с в зависимости от размеров зонта и типа кухонного оборудования.

Аналогом этой формулы в материалах [5] является расчёт традиционными методами:

$$L_{\text{мо}} = 3600 \nu PH, \quad (2)$$

где ν — требуемое значение скорости воздуха для устойчивой работы 0,2–0,5 м/с в зависимости от типа кухонного оборудования; P — периметр горизонтальной проекции зонта, м; H — расстояние от кромки зонта до излучающей поверхности, м.

В обоих случаях этот метод не учитывает характеристики техники, например,

фактической тепловой нагрузкой (точнее долей конвекции) пренебрегают.

При использовании зонта над нагреваемой поверхностью авторы методики [6] предложили принять расход удаляемого воздуха, основываясь на наличии устойчивого конвективного потока, возникающего при температуре 70 °С и более, в зависимости от расхода воздуха, подтекающего к зонту с конвективной струей:

$$L_{\text{мо}} = 64 \sqrt{Q_{\text{к}} z F_{\text{и}}^2} \frac{F}{F_{\text{и}}}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{к}}$ — конвективная теплота от кухонного оборудования, Вт; z — расстояние от поверхности кухонного оборудования до местного отсоса, 1,1 м; F — площадь всасывающего сечения зонта, м²; $F_{\text{и}}$ — площадь источника тепловыделений, м².

По методике [7] расход воздуха, удаляемого от источника, выделяющего теплоту и газы, пропорционален «характерному расходу воздуха в конвективном потоке, поднимающемся над источником тепловыделений»:

$$L_{\text{мо}} = 945 d^2 0,068^3 \sqrt{Q_{\text{к}} \frac{z}{d^2} k_{\text{п}} k_{\text{с}} k_{\text{в}}}, \quad (4)$$

где d — эквивалентный диаметр источника, м; $k_{\text{п}}$ — безразмерный множитель, учитывающий влияние геометрических и режимных параметров, характеризующих систему «источник-отсос»; $k_{\text{с}}$ — коэффициент, учитывающий влияние скорости движения воздуха в помещении; $k_{\text{в}}$ — коэффициент, учитывающий токсичность вредных выделений.

В работе [8] рассмотрены подробно вопросы расчёта воздухообмена в горячем цехе предприятий общественного питания как по производительности местных отсосов, так и на удаление избыточной теплоты. Для расчёта воздухообмена в горячих цехах принимаются: температура воздуха, удаляемого через зонты, завесы и локализирующие устройства над кухонным оборудованием, выделяющим тепло, до 42 °С; температура воздуха под потолком 30 °С [согласно нормативам ТСН 31-320-2000 города Москвы (МГСН 4.14–98)].

Объём воздуха, удаляемого местным отсосом, определяется по формуле [8]:

$$L_{\text{мо}} = \frac{3600 Q_{\text{об1}}}{c_{\text{в}} \rho (42 - t_{\text{р3}})}, \quad (5)$$

где $Q_{\text{об1}}$ — количество теплоты, поступающей под вытяжной зонт от источника, Вт; ρ — плотность воздуха, удаляемого местной вентиляцией, кг/м³; $c_{\text{в}}$ — удельная массовая теплоёмкость воздуха, равная 1005 Дж/(кг·°С); $t_{\text{р3}}$ — температура воздуха в рабочей зоне кухни, °С.

Теплопоступления от технологического оборудования кухни Q_{061} [Вт] определили по формуле [8]:

$$Q_{061} = 1000 K_{од} \sum_{i=1}^n [N K_3 (1 - K_{мо})], \quad (6)$$

где N — установочная мощность технологического оборудования (табл. 1), кВт; $K_{од}$ — коэффициент одновременности работы теплового оборудования (для ресторанов — 0,7); K_3 — коэффициент загрузки теплового оборудования (электроплиты — 0,65; электрические мармиты и тепловые шкафы, электросковороды и электрофритюрницы — 0,5; прочее оборудование — 0,3); $K_{мо}$ — коэффициент эффективности вытяжных устройств, равный 0,75.

Воздушный баланс горячего цеха определяют из расчёта компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами и общеобменной вытяжной вентиляцией с учётом возможности ассимиляции теплопритоков в помещение. Расчёт воздухообмена в горячих цехах проводится на поглощение теплоизбытка в рабочей

При превышении температуры в рабочей зоне допустимого значения необходимо охладить воздух, подаваемый отдельной приточной установкой, для поддержания заданной температуры воздуха в помещении

ливания конвективного потока, восходящего над горячей поверхностью кухонного оборудования. Расход воздуха в конвективном потоке L_{ki} [м³/с] над индивидуальным кухонным оборудованием рассчитывают по формуле:

$$L_{ki} = k \sqrt[3]{Q_{ki}} \sqrt[3]{(z + 1,7D)^5} r, \quad (7)$$

где k — экспериментальный коэффициент, равный $5 \times 10^{-3} \text{ м}^{4/3} \cdot \text{Вт}^{1/3} \cdot \text{с}^{-1}$; Q_{ki} — доля конвективных тепловыделений кухонного оборудования, Вт; D — гидравлический диаметр поверхности кухонного оборудования, м; r — поправка на положение источника теплоты по отношению к стене, принимаем $r = 1,0$.

Результаты расчёта расхода воздуха в конвективном потоке по [9]

табл. 2

Параметр	Теппан	Плита индукционная	Плита керамическая	Плита VOK	Пароконвектомат	Фритюрница
Количество, шт.	2	2	1	1	1	2
Установочная мощность, кВт	12	10	8	5	10	8,5
Ширина × глубина, м	1,0 × 0,6	0,4 × 0,7	0,4 × 0,7	0,4 × 0,7	0,8 × 0,9	0,7 × 0,7
Гидравлический диаметр D , м	0,75	0,51	0,51	0,51	0,85	0,70
Конвективные тепловыделения $Q_{кк}$, Вт	840	245	560	350	350	297,5
Расход воздуха в конвективном потоке $L_{кк}$, м³/с	0,186	0,088	0,117	0,100	0,156	0,123
Общий расход воздуха, удаляемого зонтом $L_{о}$, м³/ч	6300	6300	6300	6300	6300	6300

зоне от людей, электроосвещения и технологического теплового оборудования. Суммарные теплопоступления в помещении горячего цеха — 7,56 кВт [1 кВт от людей, 0,46 кВт от освещения, 6,1 кВт от оборудования по формуле (6)]. Суммарные теплоизбытки составили 3,15 кг/ч, тепловлажностное отношение в помещении 8600 кДж/кг.

Расчёт сведём в общую табл. 3 для всех рассматриваемых методик.

Ранее в [3] был рассмотрен опыт расчёта воздухообмена горячих цехов во Франции и Бельгии несколькими методиками. Отметим тот факт, что они основаны на немецкой методике VDI 2052, так же как Рекомендации [9], которые в настоящее время широко применяются в отечественной практике.

Расход воздуха, удаляемого местным отсосом, определяют из расчёта [9] улав-

ливания конвективного потока, восходящего над горячей поверхностью кухонного оборудования. Расход воздуха в конвективном потоке L_{ki} [м³/с] над индивидуальным кухонным оборудованием рассчитывают по формуле:

$$L_{мо} = \frac{a}{K_{мо}} \sum_{i=1}^n (L_{ki}), \quad (8)$$

где n — количество оборудования, расположенного под отсосом; a — поправочный коэффициент, учитывающий подвижность воздуха в помещении горячего цеха, при подаче через плафонные воздухораспределители на потолке, $a = 1,2$.

Результаты расчёта по формулам (7) и (8) сведены в табл. 2.

Кратность воздухообмена помещения горячего цеха по расчёту 44 1/ч превышает 20 1/ч, согласно [9] общеобменная вытяжка не требуется. Для предыдущих методик введём определённую: общеобменная вытяжка принята по рекомендациям специалистов двукратной, для [8] общеобменная вытяжка — по расчёту.

Величину Q_{062} согласно [9] определяют аналогично $Q_{кк}$ по явным тепловыделениям от установленной мощности оборудования в размере 50 %:

$$Q_{062} = 0,5 k_o \sum_{i=1}^n (N K_{я} n), \quad (9)$$

где $K_{я}$ — доля явных тепловыделений от установочной мощности кухонного оборудования, Вт/кВт; k_o — коэффициент одновременности работы кухонного оборудования, принимаем 0,7.

Следовательно, суммарные теплопоступления в помещении горячего цеха — 6,16 кВт [1 кВт от людей, 0,46 кВт от освещения, 4,7 кВт от оборудования по формуле (9)]. Суммарные теплоизбытки составили 3,15 кг/ч, тепловлажностное отношение в помещении — 7000 кДж/кг.

Расчёт сведём в общую табл. 3 для всех рассматриваемых методик.

Следуя общей рекомендации: температура воздуха в помещениях горячих цехов с постоянным пребыванием людей должна находиться в пределах от 16 до 27 °С, проведём проверку, что температура воздуха в рабочей зоне меньше 27 °С и не более чем на 5 °С выше температуры наружного воздуха. При превышении температуры в рабочей зоне допустимого значения необходимо охладить воздух, подаваемый отдельной приточной установкой, для поддержания заданной температуры воздуха в помещении.

Также проверим соблюдение условий, что температура воздуха под потолком зонта $t_{ух,мо} < 42$ °С; температура воздуха под потолком $t_{ух} < 30$ °С после расчёта воздушного баланса помещения и требуемое значение скорости воздуха в приёмном сечении вытяжного зонта более 0,25–0,3 м/с. Результаты решения балансовых уравнений помещения [4] также сведены в табл. 3.

Для компьютерного моделирования энергозатрат и количества воды, расходовемых центральными приточными системами, на кафедре ТГВ НИУ МГСУ разработана вероятностно-статистическая модель климата и универсальная программа [10]. Климатическая база, предназначенная для анализа режимов работы вентиляционных установок, работающих с учётом времени работы самого ресторана 4970 ч в год, представляет собой таблицу, в ячейках которой записаны повторяемости сочетаний температуры (с градацией через 2 °С) и относительной влажности (с градацией через 5 %) с указанием среднего для этого сочетания атмосферного давления.

Алгоритм расчёта составлен на основе перебора сочетаний температуры и от-

Результаты расчёта воздухообмена в горячем цехе с учётом применяемой методики расчёта местных отсосов (МО)

табл. 3

Параметр	Вариант по ф. (1) [4]	Вариант по ф. (2) [5]	Вариант по ф. (3) [6]	Вариант по ф. (4) [7]	Вариант по ф. (5) [8]	Вариант по ф. (8) [9]
Расход воздуха, удаляемого МО, L_{MO} , м³/ч (кг/ч)	5360 (6340)	11167 (13210)	3668 (4340)	4833 (5715)	3805 (4500)	6300 (7450)
Скорость воздуха на входе в МО, м/с	0,3	0,63	0,21	0,27	0,21	0,35
Расход воздуха, удаляемого общеобменной вытяжкой, $L_{выт}$, м³/ч (кг/ч)	300 (355)	300 (355)	300 (355)	300 (355)	800 (950)	—
Расход воздуха, перетекающего из помещения раздачи, L_c , м³/ч (кг/ч)	1600 (1900)	3350 (3960)	1100 (1300)	1450 (1715)	1145 (1350)	1890 (2235)
Расход приточного воздуха $L_{пр}$, м³/ч (кг/ч)	4000 (4790)	8080 (9600)	2815 (3390)	3640 (4355)	3425 (4095)	4390 (5215)
Кратность воздухообмена, 1/ч	39	80	28	36	32	44
Температура приточного воздуха в тёплый период, °С	22	24	20	22	22	24
Температура воздуха в рабочей зоне в тёплый период, °С	26,4	25,9	26,6	26,8	26,9	27,0
Температура вытяжного воздуха под МО $t_{ух,мо}$, °С	36,8	30,8	41,7	38,3	41,5	35,8
Температура вытяжного воздуха $t_{ух}$, °С	29,4	28,9	29,6	29,8	29,9	—
Температура приточного воздуха в холодный период, °С	16	16	16	16	16	16
Температура воздуха в рабочей зоне в холодный период, °С	21,9	20,0	23,5	22,3	21,5	21,4
Тепловлажностное отношение в помещении, кДж/кг	8600	8600	8600	8600	8600	7000

Годовое потребление электроэнергии, теплоты и холода приточными установками системы вентиляции горячего цеха

табл. 4

Параметр	Вариант по ф. (1) [4]	Вариант по ф. (2) [5]	Вариант по ф. (3) [6]	Вариант по ф. (4) [7]	Вариант по ф. (5) [8]	Вариант по ф. (8) [9]
Электроэнергия, потребляемая вентилятором системы МО, кВт·ч	4862	10 129	3327	4384	3451	5714
Электроэнергия, потребляемая вентилятором системы общеобменной вытяжки, кВт·ч	1039	1039	1039	1039	1493	—
Расход теплоты воздушонагревателем приточной установки, кВт·ч	171 010	278 190	139 804	161 144	151 489	182 828
Расход холода приточной установкой, кВт·ч	4816	—*	6188	4176	3878	—*
Электроэнергия, потребляемая вентилятором системы общеобменного притока, кВт·ч	3990	8312	2730	3597	2832	4689

* В этих случаях температура приточного воздуха соответствует температуре наружного воздуха для тёплого периода обеспеченностью 0,95 (с учётом нагревания в приточной установке и сети воздуховодов) с необеспеченностью температуры воздуха, превышающей расчётные значения, равной 440 °С/год.

носительной влажности воздуха от минимальных до максимальных значений. Принята приточная установка с подогревом наружного воздуха в холодный период года и управляемым процессом охлаждения в поверхностном воздухоохладителе в тёплый период года. В общем расходе наружного воздуха, обрабатываемого центральной приточной установкой, учтены расходы приточного воздуха во вспомогательные помещения, которые обслуживаются этой же системой (4375 м³/ч).

Результат компьютерного расчёта по каждому варианту представлен в табл. 4. Анализ полученных результатов в табл. 3 и 4 показывает, что:

- ни одна из методик не дала схожих результатов в пределах погрешности 5–10 %, кроме [6] и [8], расчёт по формуле (2) даёт результаты в два раза превышающее, чем остальные подходы и значительную кратность воздухообменов, что позволяет нам поставить под сомнение применение этой формулы;
- расхождение по расходам воздуха, удаляемым зонтами, колеблется от 9 до 110 %;
- расчёты по [6] и [8] не дают требуемое значение скорости воздуха в приёмном сечении вытяжного зонта более 0,25–0,3 м/с;

□ расхождение по расходу энергоресурсов установками приточной и вытяжной вентиляции, работающими на горячий цех, колеблется: от 6 до 97 % для электроэнергии, от 6 до 63 % для теплоты, от 14 до 30 % для холода;

□ в результате расчётов по [4, 6–8] требуется в тёплый период года охлаждать наружный воздух перед подачей в помещение горячего цеха;

□ в результате расчётов по [5] и [9] в тёплый период года наружный воздух можно подавать в помещение без охлаждения, при этом необеспеченность температуры воздуха не превышает 200 °С/год.

От выбора методики расчёта вытяжного зонта зависит эффективность и экономичность его работы. Поскольку удаляемый местными кухонными вытяжками загрязнённый воздух должен компенсироваться, приточная установка вынуждена очищать и подогревать огромные объёмы воздуха, что увеличивает как капитальные затраты на оборудование, так и эксплуатационные на потребление электричества и теплоты (холода).

Кроме того, с ростом цен на энергию владельцы предприятий общественного питания также начинают осознавать преимущества использования систем вентиляции с возможностью применения энергосберегающих решений. Однако без еди-

ной методики расчётов оценить окупаемость принятых решений невозможно.

Значительные расхождения в результатах расчётов вытяжных зонтов по разным методикам определяют необходимость проведения экспериментальных исследований и создание обобщённой методики на основе этих экспериментов. ●

1. Мелин С.К. Вентиляция предприятий общественного питания // АВОК, 2004. №2. С. 32–41.
2. Ливчак А.В. Новое оборудование для очистки вентиляционных выбросов промышленных кухонь // АВОК, 2005. №7. С. 30–35.
3. Кочетков С.В. Расчёт вентиляции горячих цехов. Французский и бельгийский опыт // Журнал С.О.К., 2007. №11. С. 74–76.
4. Каменев П.Н., Тертичник Е.И. Вентиляция. — М.: Изд-во АСВ, 2011. 630 с.
5. Halton design guide for indoor air climate in commercial kitchens. 3rd edition. Halton Foodservice, Rabah Ziane. 2007. 56 p.
6. Торговников Б.М. Проектирование промышленной вентиляции: Справочник. — Киев: Будівельник, 1983. 256 с.
7. Старовров И.Г. Вентиляция и кондиционирование воздуха: Справочник проектировщика. — М.: Стройиздат, 1992. 321 с.
8. Молчанов Б.С. Проектирование промышленной вентиляции. — Л.: Стройиздат, 1970. 240 с.
9. Р НП «АВОК» 7.3–2007. Вентиляция горячих цехов предприятий общественного питания / Разраб.: А.В. Ливчак, М.А. Малахов, С.Н. Хорев. — М.: АВОК-Пресс, 2007. 17 с.
10. Malyavina E., Malikova O. Analysis of annual energy consumption of air conditioning systems, calculated on the basis of probabilistic-statistical climate model. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 451. Conf. 1.

References — see page 94.

Analysis of annual energy consumption by the ventilation systems of the kitchen of a restaurant. Pp. 68–71.

Olga Yr. Malikova, PhD, the Department of Heat and Gas Supply and Ventilation, National Research University Moscow State University of Civil Engineering (NRU MGSU)

1. S.K. Melink. *Ventiljacija predpriyatij obshchestvennogo pitaniya* [Ventilation of public catering facilities]. AVOK [Journal of the Russian Association of Engineers for Heating, Ventilation, Air-Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics (ABOK)]. 2004. No. 2. Pp. 32–41. [In Russian]
2. A.V. Livchak. *Novoe oborudovanie dlja ochistki ventiljacionnyh vybrosov promyshlennykh kuhon'* [New equipment for cleaning ventilation emissions of industrial kitchens]. AVOK [Journal of the Russian Association of Engineers for Heating, Ventilation, Air-Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics (ABOK)]. 2005. No. 7. Pp. 30–35. [In Russian]
3. S.V. Kochetkov. *Raschet ventiljacii gorjachih cehov. Francuzskij i bel'gijskij opyt* [Calculation of ventilation of hot shops. French and Belgian experience]. *Zhurnal Santehnika, otoplenie, kondicionirovanie (S.O.K.)* [Journal of Plumbing, Heating, Ventilation]. 2007. No. 11. Pp. 74–76. [In Russian]
4. P.N. Kameney, E.I. Tertichnik. *Ventiljacija* [Ventilation]. Moscow. Izd-vo ASV [Publishing House of the Association of Construction Universities]. 2011. 630 p. [In Russian]
5. Halton design guide for indoor air climate in commercial kitchens. 3rd edition. Halton Foodservice, Rabah Ziane. 2007. 56 p.
6. B.M. Torgovnikov. *Proektirovanie promyshlennoj ventiljacii: Spravochnik* [Design of industrial ventilation: Reference]. Kiev. *Boodivelnik* ["Stormy petrel" Publishers]. 1983. 256 p. [In Russian]
7. I.G. Staroverov. *Ventiljacija i kondicionirovanie vozduha: Spravochnik proektirovshhika* [Ventilation and air conditioning: A designer guide]. Moscow. *Strojizdat* [Publishing House of literature on the construction and architecture of the USSR ("Stroiizdat" Publishers)]. 1992. 321 p. [In Russian]
8. B.S. Molchanov. *Proektirovanie promyshlennoj ventiljacii* [Design of industrial ventilation]. Leningrad. *Strojizdat* [Publishing House of literature on the construction and architecture of the USSR ("Stroiizdat" Publishers)]. 1970. 240 p. [In Russian]
9. *R NP "AVOK" 7.3–2007* [Recommendations of "Russian Association of Engineers for Heating, Ventilation, Air-Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics" Non-government Public Organization No. 7.3–2007]. *Ventiljacija gorjachih cehov predpriyatij obshchestvennogo pitaniya* [Ventilation of hot shops of catering establishments]. Developed by A.V. Livchak, M.A. Malahov, S.N. Horev. Moscow. AVOK-Press [Publishing House of the Russian Association of Engineers for Heating, Ventilation, Air-Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics ("ABOK-Press")]. 2007. 17 p. [In Russian]
10. E. Malyavina, O. Malikova. Analysis of annual energy consumption of air conditioning systems, calculated on the basis of probabilistic-statistical climate model. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 451. Conf. 1.