



# Ventilation systems with local recirculation diffusers



Alexander L. Naumov<sup>a</sup>, Dmitry V. Kapko<sup>a</sup>, Marianna M. Brodach<sup>b,\*</sup>

<sup>a</sup> LTD “NPO THERMEC”, Moscow, Russia

<sup>b</sup> Moscow Architectural Institute (State Academy), Moscow, Russia

## ARTICLE INFO

### Article history:

Received 26 August 2014

Accepted 27 September 2014

Available online 7 October 2014

### Keywords:

Ventilation system

Recirculation

Local recirculation

Recirculation diffuser

Energy efficiency

Economy of energy resources

Life cycle cost

## ABSTRACT

Improving indoor air quality while simultaneously minimizing the consumption of ventilation and air conditioning systems has received increased attention in recent years (Joo et al. (2012) [1], Le Dreau et al. (2013) [2], Rackes and Waring (2014) [3], Han et al. (2014) [4], Van den Bulck et al. (2013) [5], Ngoc Quang et al. (2013) [6], Naumov and Kapko (2013) [7], Naumov et al. (2013) [8]). The standard thermal protection level of outdoor enclosure structures has increased significantly (Rulebook of the Russian Federation 50.13330.2012 Thermal protection of buildings [9]). In addition, office buildings are characterized by considerable heat emissions during their operation. Using traditional solutions for heating and ventilation in the heating period results in wasted energy: outdoor air is heated to the desired temperature in the air heater of the supply ventilator unit (usually equal to the temperature of the room air); also, the air conditioning system consumes energy to produce cold air to address the internal heat emissions. The heat consumption in ventilation systems can be reduced by recirculation. This article presents a discussion of the advantages and disadvantages of different ventilation systems, including the ventilation scheme with local recirculation diffusers developed by the authors for rooms with considerable heat emissions. Based on the analysis of the life cycle cost, the article presents an assessment of the marginal cost of one local recirculation diffuser for these systems.

© 2014 Elsevier B.V. All rights reserved.

## 1. Introduction

The article is based on an analysis of present-day researches about optimum energy use to improve high indoor air quality [1,3,4,6,8,11], experimental studies of ventilation [2,5,7], heat recovery ventilation systems [10]. Traditional engineering systems of public buildings are designed to satisfy the peak parameters of the outdoor climate and provide the indoor air parameters set for each system throughout the entire period of operation. Often, to maintain the required indoor air temperature, engineering systems must simultaneously consume heat and cold; buildings and rooms with considerable heat emissions (over 20 W/m<sup>2</sup>) are an excellent illustration of this phenomenon. In such buildings and rooms, primarily in the periods when outdoor air temperature exceeds +5 °C, outdoor air is heated in the supply ventilation heater unit to a set value, while the air conditioning system addresses the internal heat emissions by generating cold air. Systems that perform “free cooling” and heat the supply air using internal heat emissions offer a

solution that eliminates unreasonable energy consumption in such situations.

Let us consider ventilation systems that assimilate internal heat emissions by heating the outdoor air, namely, recirculation ventilation systems.

Traditional mechanical ventilation systems (MVSS) (Fig. 1) feed outdoor air in accordance with the sanitary norm (in office buildings: 60 m<sup>3</sup>/h per one person). Heat from the outdoor air at temperature  $t_{out}$  is used in the heater of the supply ventilator unit and is subsequently fed into the working area at temperature  $t_s$ , which often is equal to the temperature of the indoor air maintained in the room,  $t_{in}$ . Heat consumption for heating the outdoor air will be

$$Q_{vent} = 0.335L_{out}(t_s - t_{out}), \quad W$$

where  $L_{out}$  is the outdoor air consumption, m<sup>3</sup>/h.

The heat consumption for outdoor air heating can be reduced if we use ventilator units with heat recovery from the exhaust air (HRVS) [10]:

$$Q_{vent} = 0.335L_{out}(t_s - t_{out})(1 - \eta_m^h), \quad W$$

where  $\eta_m^h$  is the median efficiency of the heat recuperator during the heating period.

\* Corresponding author. Tel.: +7 916 1725736.

E-mail addresses: [brodach@abok.ru](mailto:brodach@abok.ru), [mbrodatch@gmail.com](mailto:mbrodatch@gmail.com) (M.M. Brodach).

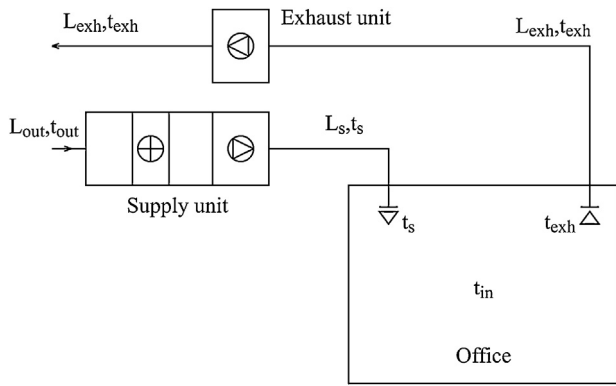


Fig. 1. Structural scheme of traditional mechanical ventilation system (MVS).

The temperature of the exhaust air removed from the upper zone of the room is  $t_{exh}$ .

The outdoor air consumption  $L_{out}$  is equal to the supply air  $L_s$  and the exhaust air consumption  $L_{exh}$ . Supply air can assimilate the following amounts of internal heat emissions:

$$Q_{assim} = 0.335L_s(t_{exh} - t_s), \text{ W}$$

If internal heat emissions exceed the heat assimilated by the supply air, then the air conditioning system proceeds to maintain the required temperature of the indoor air.

In a traditional central recirculation ventilation systems (CRVS) (Fig. 2), the standard amount of outdoor air at temperature  $t_{out}$  mixes with the recirculation air at temperature  $t_{exh}$  in the recirculation chamber. The temperature after mixing in the recirculation chamber is

$$t_{mix} = \frac{L_{out}t_{out} + L_r t_{exh}}{L_{out} + L_r}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

where  $L_r$  is the recirculation air consumption,  $\text{m}^3/\text{h}$ . The recirculation air consumption may remain constant during the entire period of ventilator unit operation or can vary to maintain the set value of  $t_{mix}$ .

The heat consumption for heating of the outdoor air will be lower than the heating in the case of traditional mechanical ventilation systems (MVS):

$$Q_{vent} = 0.335(L_{out} + L_r)(t_s - t_{mix}), \text{ W}$$

The amount of internal heat emissions that the supply air can accommodate also increases:

$$Q_{assim} = 0.335L_s(t_{exh} - t_s) = 0.335(L_{out} + L_r)(t_{exh} - t_s), \text{ W}$$

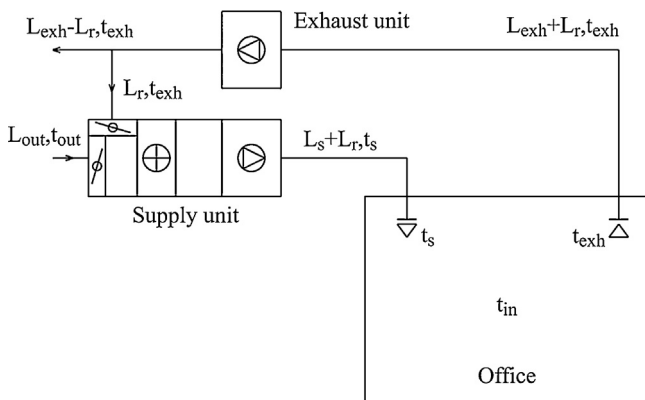


Fig. 2. Structural scheme of central recirculation ventilation system (CRVS).

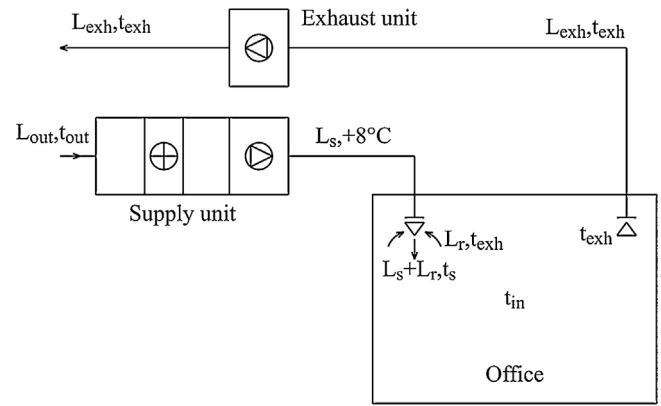


Fig. 3. Structural scheme of ventilation system with local recirculation diffusers.

As a result, the energy consumption reduces for the generation of cold air for the air conditioning system. However, using central recirculation ventilation systems increases the power consumption for moving the ventilation air (instead  $L_{out} = L_s = L_{exh}$  in air ducts moves  $L_s = L_{exh} = L_{out} + L_r$ ). Moreover, to maintain the desired speed, the size of the air ducts must be significantly increased, thus increasing the price of their installation and the share of the useful volume they occupy in the building. Another disadvantage, which dramatically reduces the scope of application for these systems, is that recirculation air transfers hazardous substances to the supply air, e.g., from one room to all of the other rooms served.

Ventilation systems with local recirculation diffusers (LRDSV) (Fig. 3) leverage the advantages of central recirculation ventilation systems and eliminate their disadvantages.

The outdoor air feed is in accordance with the sanitary standard and is heated in the ventilator unit heater from temperature  $t_{out}$  to  $+8^\circ\text{C}$  (this temperature level is selected to prevent water vapour condensation on the surface of the insulated ducts); outdoor air consumption  $L_{out}$  is equal to the supply air  $L_s$  and the exhaust air consumption  $L_{exh}$ . The heat consumption for heating of the outdoor air is less than that in the case of traditional mechanical ventilation systems (MVS):

$$Q_{vent} = 0.335L_{out}(t_s - 8), \text{ W}$$

If we include a thermal recuperator in the supply–exhaust ventilator unit (Fig. 4), then the heat consumption for heating the outdoor air can be reduced to zero.

Supply air at temperature  $+8^\circ\text{C}$  is fed in accordance with the sanitary standard to the local recirculation diffuser, where it mixes

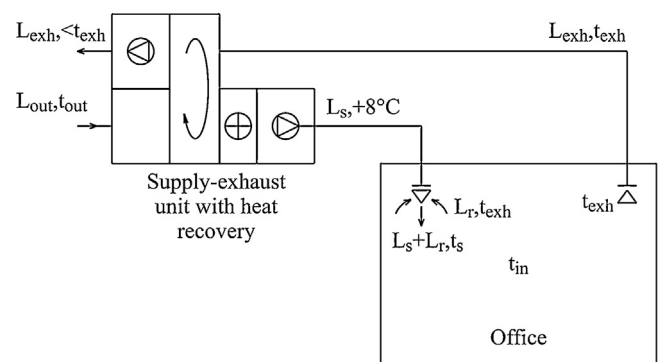


Fig. 4. Structural scheme of ventilation system with local recirculation diffusers and heat recovery in ventilator unit (HRLRDVS).

**Table 1**  
Comparison of the technical and economic performances of different ventilation systems.

No.	Index	Type of ventilation system				
		MSV	HRVS	CRVS	LRDVS	HRLRDVS
1	Outdoor air consumption $L_{out}$ , m <sup>3</sup> /h	6000	6000	6000	6000	6000
2	Specific annual heating energy consumption for the heating of outdoor air, kW h/m <sup>2</sup>	60.2/100%	18.06 <sup>a</sup> /30%	30.4 <sup>b</sup> /50%	30.4/50%	0/0%
3	Specific annual electric energy consumption for moving ventilation air, kW h/m <sup>2</sup>	6.67 <sup>c</sup> /100%	6.67 <sup>c</sup> /100%	23.35 <sup>c</sup> /350%	8.45 <sup>c</sup> /127%	8.45 <sup>c</sup> /127%
4	Specific annual electric energy consumption for cooling of the air conditioning system, kW h/m <sup>2</sup>	11.57/100%	11.57/100%	1.61/13.9%	0 <sup>d</sup> /0%	0 <sup>d</sup> /0%
5	Specific annual cost of the energy resources, \$/m <sup>2</sup>	5.11/100%	2.70/52.9%	4.02/78.7%	2.51/49.1%	0.77/15.1%
6	Annual cost of the energy resources, \$	5110	2700	4020	2510	770
7	Capital costs of the ventilation system, \$	14 165	16 914	20 149	26 758 <sup>e</sup>	29 508 <sup>e</sup>
8	Life cycle cost for 8 years, \$	55 045	38 514	52 309	46 838	35 668

<sup>a</sup> Median thermal recuperator efficiency in heating period was assumed to be 0.7.

<sup>b</sup> For this calculation, we assumed the constant recirculation during ventilation system operation to be  $L_r = 15,000$  m<sup>3</sup>/h.

<sup>c</sup> In MSV, HRVS, LRDVS, and HRLRDVS, the volume of air moved is 6000 m<sup>3</sup>/h; in CRVS, the volume moved is 21,000 m<sup>3</sup>/h; in LRDVS and HRLRDVS, the volume moved is 6000 m<sup>3</sup>/h; also, electrical energy is consumed by the fans of the local recirculation diffusers (specific electric energy consumption for moving 1 m<sup>3</sup>/h of recirculation air assumed for the calculation: 0.08 W per 1 m<sup>3</sup>/h).

<sup>d</sup> The internal heat emissions are assimilated by supply air.

<sup>e</sup> The cost of one local recirculation diffuser was assumed to be USD 257 (one local recirculation diffuser assumed to feed 100 m<sup>3</sup>/h of outdoor air).

with the recirculation air in the room. In this case, the consumption of the recirculation air must be

$$L_r = \frac{L_s(t_s - 8)}{t_{exh} - t_s}, \quad \text{m}^3/\text{h}$$

The amount of internal heat emissions that the supply air can accommodate is

$$Q_{assim} = 0.335L_s(t_{exh} - 8), \quad \text{W}$$

The use of a ventilation system with local recirculation diffusers eliminates the spread of contamination from one room to other serviced rooms in the building. Because the ventilation system with local recirculation diffusers uses air with higher temperature from the upper area of the room and feeds this air to the working area, the vertical air temperature difference in the room is reduced [11]. The adaptability of the system is another advantage: recirculation air consumption changes depending on the amount of the internal heat emissions (varying  $L_r$  maintains the design parameter  $t_s$  with the help of the temperature sensor  $t_{exh}$ ).

The authors of this article have designed a ventilation system with local recirculation diffusers. Currently, the authors, together with the engineers of LTD “Arktos”, are performing research and development on the local recirculation diffusers for such systems. The main objective of the system is to develop a basic design for the diffusers that will efficiently mix the supply air at the temperature of 8 °C with the recirculation air in the room at the temperature  $t_{exh}$  to ensure system adaptability and maintain the best temperature and speed of the supply air in the working area of the room; the price of such diffusers must match the minimum life cycle cost of reference ventilation systems for eight years.

To perform a rough estimate of the marginal cost of the designed local recirculation diffusers, let us examine the above scheme of the ventilation systems in a building with the following characteristics:

- office building located in Moscow: outdoor air median temperature during the heating period  $t_m^h = -2.2$  °C, heating period duration  $z = 205$  days;
- useable area of the building:  $S = 1000$  m<sup>2</sup>;
- calculated number of employees:  $N = 100$ ;
- building operation period: from 8:00 to 20:00,  $n = 12$  h;
- number of working days in the year:  $m = 220$  days;
- heating energy rate:  $T_h = 0.051$  \$/kW h;
- electric power rate:  $T_e = 0.092$  \$/kW h.

We perform the calculation for the heating period and obtain:

- calculated specific heat losses: 40 W/m<sup>2</sup>;
- calculated specific heat emissions:  $q_{he} = 50.2$  W/m<sup>2</sup>;
- exhaust air temperature:  $t_{exh} = 22$  °C;
- supply air temperature:  $t_s = 18$  °C;
- indoor air temperature maintained in the room:  $t_r = 18$  °C;
- specific electric energy consumption for moving 1 m<sup>3</sup>/h of supply air: 0.45 W for 1 m<sup>3</sup>/h; exhaust air: 0.3 m<sup>3</sup>/h.

The calculations are listed in Table 1.

## 2. Conclusions

The ventilation system with local recirculation diffusers developed by the authors enables the reduction of the specific annual heat energy consumption in office buildings by 50% and the reduction of the electrical energy consumption (during the heating period) by 45% compared to traditional mechanical ventilation system (MVS).

The results of this research are quite practical and can be used on real construction sites.

The price of one local recirculation diffuser feeding 100 m<sup>3</sup>/h of outdoor air should not exceed USD 257, and specific electric energy consumption for moving 1 m<sup>3</sup>/h of recirculation air should not exceed 0.08 W for 1 m<sup>3</sup>/h.

## Acknowledgments

This research was supported by the Ministry of Education and Science of the Russian Federation under the federal target program “Research and Development on Priority Directions of the Research and Technological Complex of Russia in the Years 2014–2020” (Grant Agreement No. 14.576.21.0037 dated 27 June 2014, Unique Identifier RFMEFI57614X0037).

## References

- [1] J. Joo, Q. Zheng, G. Lee, J. Tai Kim, S. Kim, Optimum energy use to satisfy indoor air quality needs, *Energy and Buildings* 46 (March) (2012) 62–67.
- [2] J. Le Dreau, P. Heiselberg, R.L. Jensen, Experimental investigation of convective heat transfer during night cooling with different ventilation systems and surface emissivities, *Energy and Buildings* 61 (June) (2013) 308–317.

- [3] A. Rackes, M.S. Waring, Using multiobjective optimizations to discover dynamic building ventilation strategies that can improve indoor air quality and reduce energy use, *Energy and Buildings* 75 (June) (2014) 272–280.
- [4] K.W. Han, J.S. Zhang, B. Guo, A novel approach of integrating ventilation and air cleaning for sustainable and healthy office environments, *Energy and Buildings* 76 (June) (2014) 32–42.
- [5] N. Van den Bulck, M. Coomans, L. Wittemans, J. Hanssens, K. Steppe, Monitoring and energetic performance analysis of an innovative ventilation concept in a Belgian greenhouse, *Energy and Buildings* 57 (February) (2013) 51–57.
- [6] T. Ngoc Quang, C. He, L. Morawska, L.D. Knibbs, Influence of ventilation and filtration on indoor particle concentrations in urban office buildings, *Atmospheric Environment* 79 (November) (2013) 41–52.
- [7] A.L. Naumov, D.V. Kapko, Results of experimental studies of a local air conditioning system in administration buildings, *Industrial and Civil Engineering* 4 (2013) 17–19.
- [8] A.L. Naumov, D.V. Kapko, V.V. Efremov, A.O. Budza, Main directions to increase efficiency of ventilation and air conditioning, *Industrial and Civil Engineering* 6 (2013) 56–59.
- [9] Rulebook of the Russian Federation 50.13330.2012 Thermal protection of buildings.
- [10] Y. El Fouih, P. Stabat, Ph. Riviere, Ph. Hoang, V. Archambault, Adequacy of air-to-air heat recovery ventilation system applied in low energy buildings, *Energy and Buildings* 54 (November) (2012) 29–39.
- [11] M. Rahimi, K. Tajbakhsh, Reducing temperature stratification using heated air recirculation for thermal energy saving, *Energy and Buildings* 43 (October (10)) (2011) 2656–2661.

## **Системы вентиляции с локальными рециркуляционными воздухораспределителями**

Наумов Александр Л.

Капко Дмитрий В.

Бродач Марианна М.

Общество с ограниченной ответственностью «НПО ТЕРМЭК»  
(ООО «НПО ТЕРМЭК»),

Российская Федерация, 127238, г. Москва, Дмитровское шоссе, д. 46, корп.2

### **Аннотация**

Вопросу повышения качества внутреннего воздуха при минимальном энергопотреблении систем вентиляции и кондиционирования воздуха уделяется все больше внимания [1-8]. В настоящее время нормативный уровень теплозащиты наружных ограждений значительно вырос [9]. При этом офисные здания характеризуются значительными тепловыделениями в период эксплуатации. При использовании традиционных решений по отоплению и вентиляции в холодный и переходный периоды года возникает перерасход энергетических ресурсов: наружный воздух нагревается в калорифере приточной установки до заданной температуры (обычно равной поддерживаемой в помещении температуре воздуха), в то же время потребляется холод системой кондиционирования воздуха для ассимиляции внутренних тепловыделений. Расход теплоты в системах вентиляции может быть сокращен при применении рециркуляции. В статье рассмотрены преимущества и недостатки различных систем вентиляции, включая разработанную авторами схему вентиляции с локальными рециркуляционными воздухораспределителями для помещений со значительными внутренними тепловыделениями. На основе анализа цены жизненного цикла проведена

оценка предельной стоимости одного рециркуляционного воздухораспределителя для данных систем.

### **Ключевые слова**

Система вентиляции, рециркуляция, локальная рециркуляция, рециркуляционные воздухораспределители, энергоэффективность, экономия энергетических ресурсов, цена жизненного цикла.

### **Введение**

Традиционные инженерные системы общественных зданий проектируются на расчетные параметры наружного климата и поддерживают заданные для каждой системы параметры внутреннего воздуха в течение всего периода эксплуатации. Нередко возникают ситуации, когда для поддержания заданного значения температуры внутреннего воздуха инженерные системы одновременно потребляют как тепло, так и холод. Яркой иллюстрацией такой ситуации являются здания и помещения со значительными внутренними тепловыделениями (более 20 Вт/м<sup>2</sup>). В таких зданиях и помещениях преимущественно в переходный период года одновременно осуществляется нагрев наружного воздуха в калорифере приточной установки до заданного значения и ассимиляция внутренних тепловыделений системами кондиционирования воздуха с использованием искусственного холода. Решением, исключая необоснованный перерасход энергии в таких ситуациях, является применение систем, использующих «свободное охлаждение» и нагрев приточного воздуха за счет внутренних тепловыделений.

### **Основная часть**

Рассмотрим системы вентиляции, позволяющие ассимилировать внутренние тепловыделения при нагреве наружного воздуха, - рециркуляционные системы вентиляции.

Традиционные приточные системы вентиляции (ПрСВ) (рисунок 1) предполагают подачу наружного воздуха в количестве санитарной нормы (в офисных зданиях – 60 м<sup>3</sup>/ч на одного сотрудника). Наружный воздух с температуры  $t_n$  нагревается в калорифере приточной установки и подается в рабочую зону с температурой  $t_{п}$ , которая чаще всего равна поддерживаемой температуре внутреннего воздуха  $t_{в}$ . Расход тепловой энергии на нагрев наружного воздуха будет равен:

$$Q_{\text{вент}} = 0,335L_n (t_{п} - t_n), \text{Вт},$$

где  $L_n$  – расход наружного воздуха, м<sup>3</sup>/ч.

Расход тепловой энергии на нагрев наружного воздуха может быть уменьшен при применении в системе вентиляции приточно-вытяжных установок с утилизаторами теплоты вытяжного воздуха (ПВСВсТУ) [10]:

$$Q_{\text{вент}} = 0,335L_n (t_{п} - t_n)(1 - \eta_{\text{ср}}^{\text{от}}), \text{Вт},$$

где  $\eta_{\text{ср}}^{\text{от}}$  – средняя эффективность теплоутилизатора за отопительный период.

Вытяжной воздух удаляется из верхней зоны помещения с температурой  $t_y$ . Расход наружного воздуха  $L_n$  равен расходу приточного  $L_{п}$  и вытяжного воздуха  $L_{в}$ . Приточным воздухом может ассимилироваться следующее количество тепловыделений помещения:

$$Q_{\text{ассим}} = 0,335L_{п} (t_y - t_{п}), \text{Вт}.$$

При превышении внутренних тепловыделений  $Q_{\text{вн}}$  над количеством теплоты, которое ассимилируется приточным воздухом,  $Q_{\text{ассим}}$  включается система кондиционирования воздуха, поддерживающая заданную температуру внутреннего воздуха.

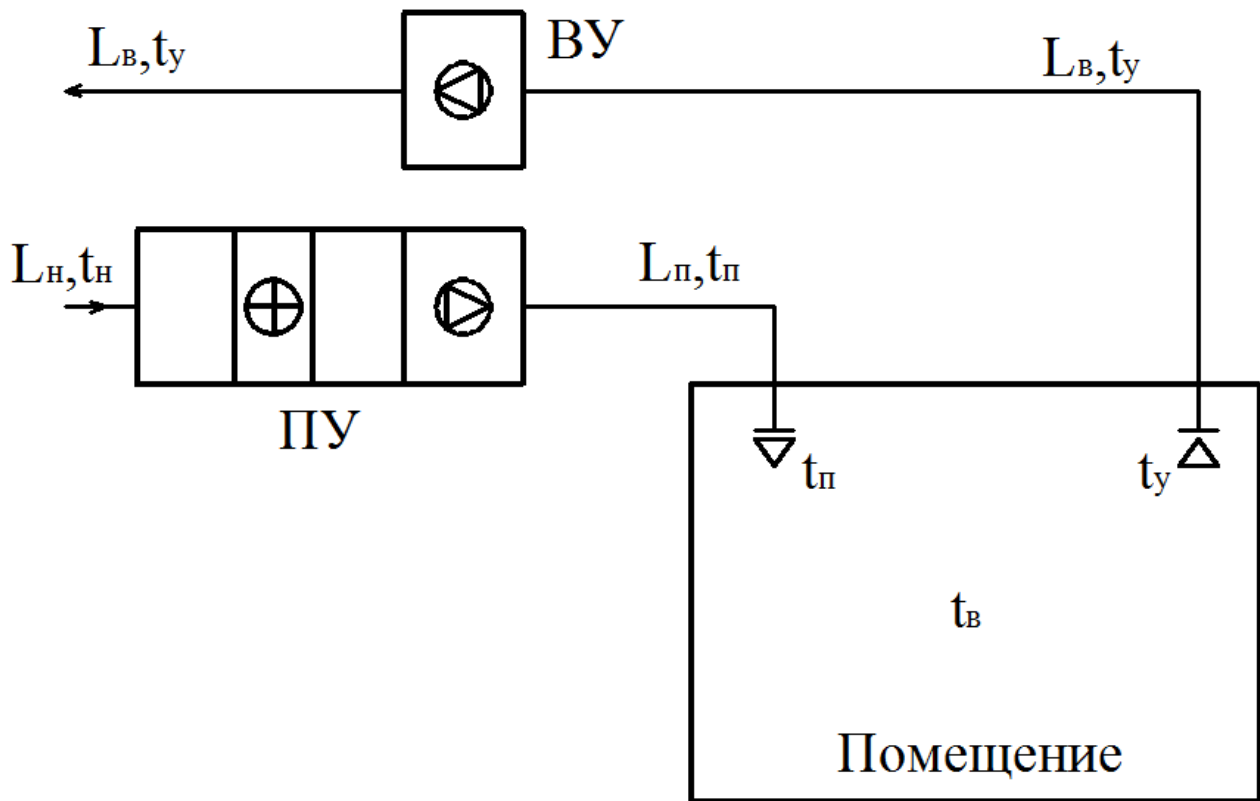


Рисунок 1 – Принципиальная схема прямоточной системы вентиляции

ПУ – приточная установка, ВУ – вытяжная установка

Традиционные центральные рециркуляционные системы вентиляции (ЦРСВ) (рисунок 2) предполагают смешение в рециркуляционной камере наружного воздуха с температурой  $t_n$  в количестве санитарной нормы с рециркуляционным воздухом с температурой  $t_y$ , при этом температура смеси после рециркуляционной камеры будет равна:

$$t_{см} = \frac{L_n t_n + L_p t_y}{L_n + L_p}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $L_p$  – количество подмешиваемого рециркуляционного воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .  
 Расход рециркуляционного воздуха может быть постоянным в течение всего периода эксплуатации системы вентиляции или изменяться для поддержания заданного значения  $t_{см}$ .



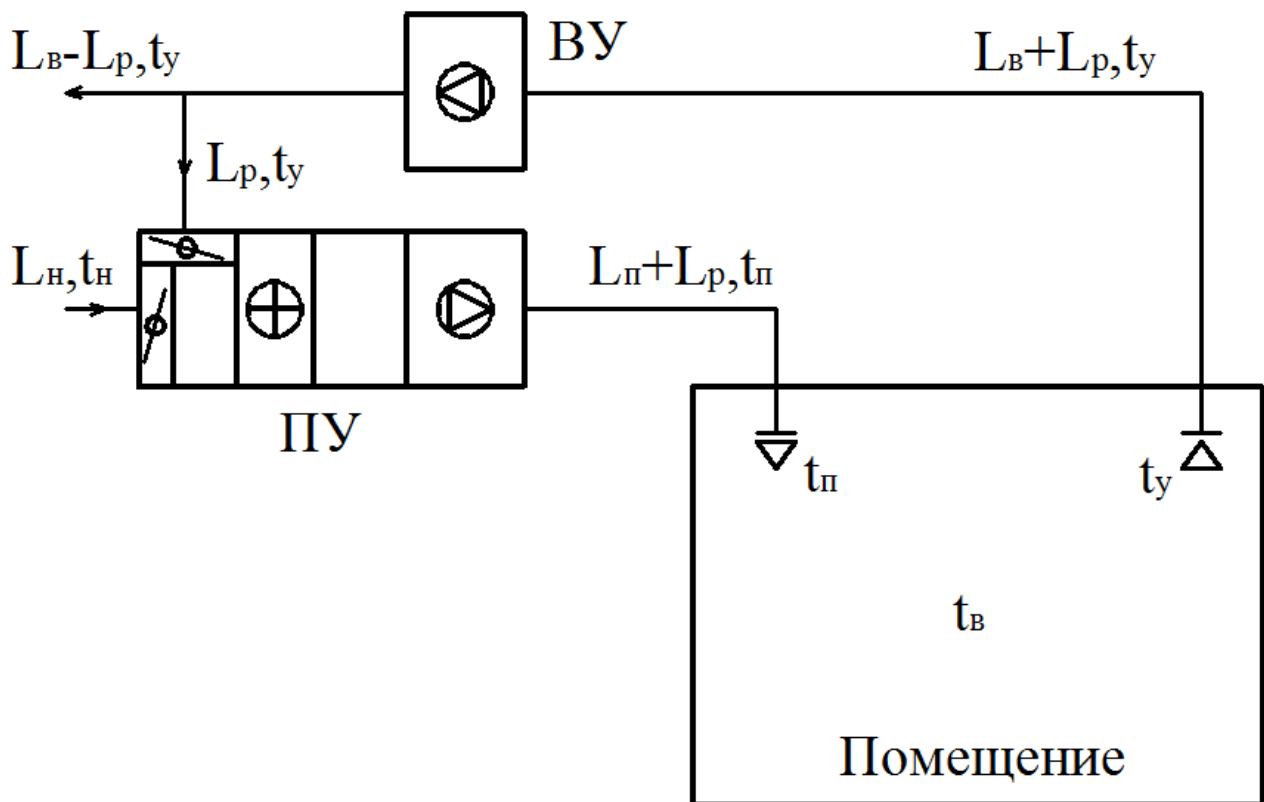


Рисунок 2 – Принципиальная схема централизованной рециркуляционной системы вентиляции

ПУ – приточная установка, ВУ – вытяжная установка

Расход тепловой энергии на нагрев наружного воздуха будет меньше, чем при применении традиционных прямооточных систем вентиляции:

$$Q_{\text{вент}} = 0,335(L_H + L_p)(t_{\text{п}} - t_{\text{см}}), \text{ Вт}$$

Увеличивается и количество внутренних тепловыделений, которое может ассимилировать приточный воздух, уменьшая тем самым расход энергии на выработку холода для системы кондиционирования воздуха:

$$Q_{\text{ассим}} = 0,335L_{\text{п}}(t_y - t_{\text{п}}) = 0,335(L_H + L_p)(t_y - t_{\text{п}}), \text{ Вт.}$$

Однако, при применении централизованных рециркуляционных систем вентиляции возрастает расход электрической энергии на перемещение вентиляционного воздуха (вместо  $L_H = L_{\text{п}} = L_B$  по воздуховодам перемещается  $L_{\text{п}} = L_B = L_H + L_p$ ). Более того, для поддержания требуемой скорости

приходится значительно увеличивать размеры воздуховодов, возрастает цена на их монтаж, увеличивается доля занимаемого ими полезного объема здания. Еще одним недостатком, резко сокращающим область применения данных систем, является перенос вредных веществ рециркуляционным воздухом в приточный, из одного помещения по всем другим обслуживаемым помещениям.

Использовать преимущества центральной рециркуляционной системы вентиляции и исключить ее недостатки возможно, применяя систему вентиляции с локальными рециркуляционными воздухораспределителями (СВсРВР) (рисунок 3).

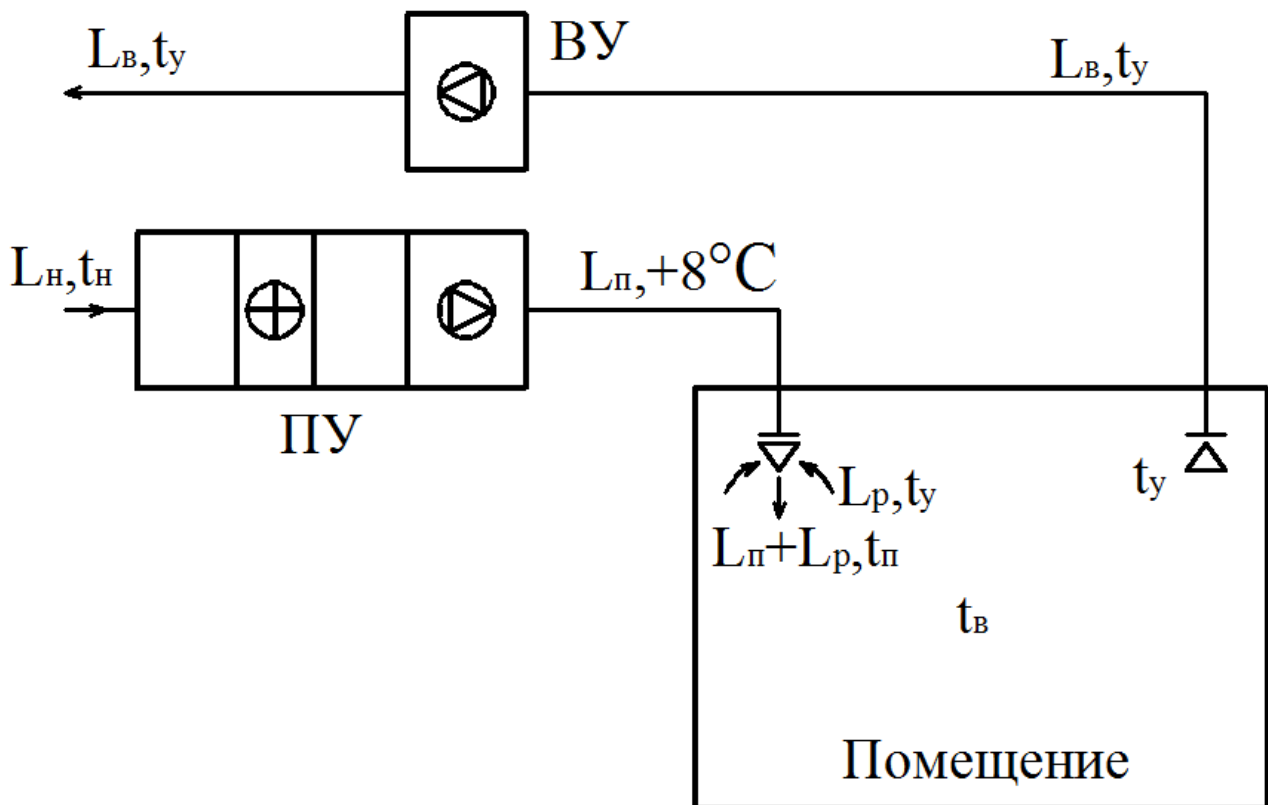


Рисунок 3 – Принципиальная схема системы вентиляции с локальными рециркуляционными воздухораспределителями

ПУ – приточная установка, ВУ – вытяжная установка

Наружный воздух подается в количестве санитарной нормы, нагревается в калорифере приточной установки с температуры  $t_{н}$  до  $+8^{\circ}C$  (температура

выбрана, исходя из предотвращения конденсации водяных паров на поверхности теплоизолированных воздуховодов), при этом расход наружного воздуха  $L_H$  равен расходу приточного  $L_{\Pi}$  и вытяжного воздуха  $L_B$ . Расход тепловой энергии на нагрев наружного воздуха меньше, чем при применении приточных систем вентиляции:

$$Q_{\text{вент}} = 0,335L_H (t_{\Pi} - 8), \text{ Вт}$$

Если включить в состав приточно-вытяжной установки утилизатор теплоты вытяжного воздуха (рисунок 4), то расход тепловой энергии на нагрев наружного воздуха можно и вовсе свести к нулю.

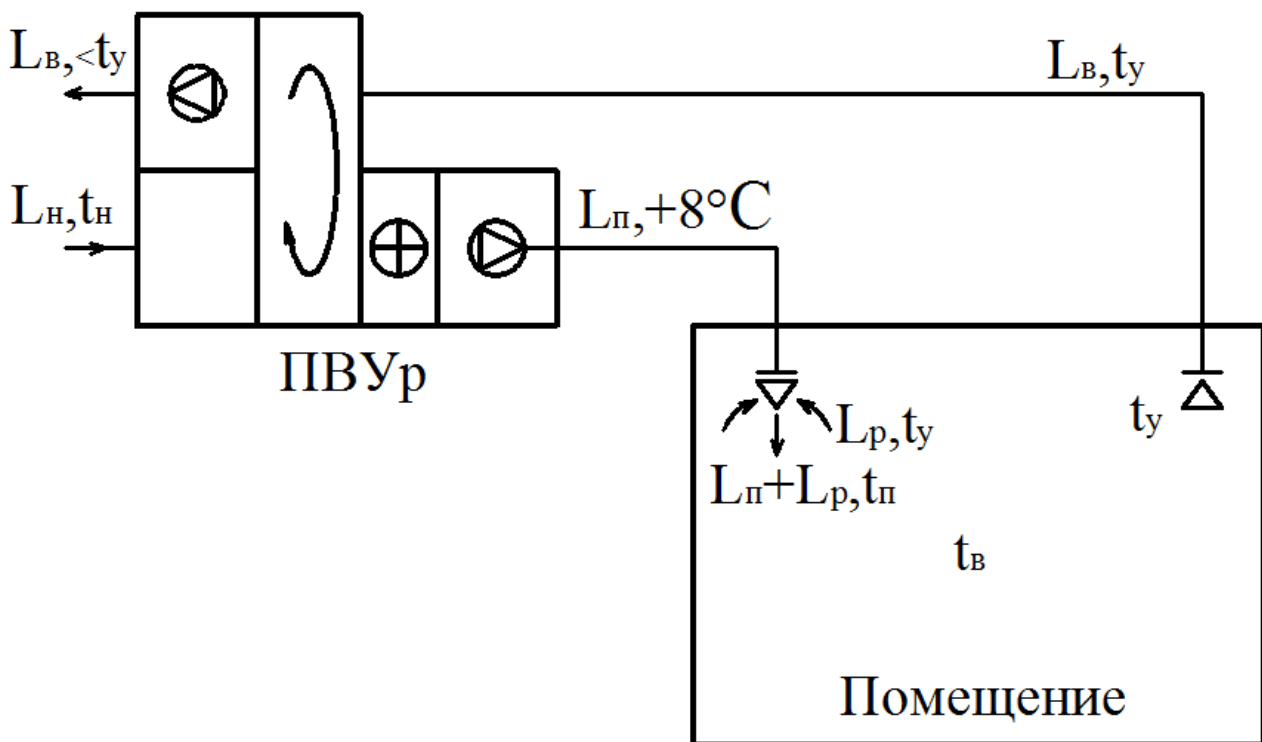


Рисунок 4 – Принципиальная схема приточно-вытяжной системы вентиляции с локальными рециркуляционными воздухораспределителями (СВсРВРиТУ)

ПВУр – приточно-вытяжная установка с роторным теплоутилизатором

Приточный воздух подается в количестве санитарной нормы с температурой +8°C в рециркуляционный воздухораспределитель, в котором

перемешивается с рециркуляционным воздухом помещения. Расход рециркуляционного воздуха должен быть равен:

$$L_p = \frac{L_n(t_n - 8)}{t_y - t_n}, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество внутренних тепловыделений, которое может ассимилировать приточный воздух, будет равно:

$$Q_{\text{ассим}} = 0,335L_n (t_y - 8), \text{ Вт}.$$

При применении системы вентиляции с локальными рециркуляционными воздухораспределителями исключается передача загрязнений из одного помещения по всему зданию. Так как системой вентиляции вовлекается более нагретый рециркуляционный воздух из верхней части помещений и подается в рабочую зону, уменьшается стратификация температуры воздуха по высоте помещений [11]. Еще одним значительным преимуществом данной системы является адаптивность: расход рециркуляционного воздуха, подмешиваемое к приточному воздуху с температурой  $+8^\circ\text{C}$  в воздухораспределителе, меняется в зависимости от количества внутренних тепловыделений (поддерживается заданное значение  $t_n$  по датчику температуры  $t_y$  за счет изменения  $L_p$ ).

Система вентиляции с локальными рециркуляционными воздухораспределителями разработана авторами статьи. В настоящее время авторами совместно со специалистами ООО «Арктос» ведется научно-исследовательская работа по разработке рециркуляционных воздухораспределителей для данных систем. Главная задача заключается в разработке принципиального решения воздухораспределителей, которая позволит эффективно перемешивать приточный воздух с температурой  $+8^\circ\text{C}$  с воздухом помещения с температурой  $t_y$ , обеспечивая адаптивность системы и поддержание оптимальных значений температуры и скорости движения приточного воздуха в рабочей зоне помещений. При этом стоимость разрабатываемых воздухораспределителей должна соответствовать

минимальной цене жизненного цикла для сравнения систем вентиляции за 8 лет.

Проведем примерную оценку предельной стоимости разрабатываемых рециркуляционных воздухораспределителей, для этого сравним приведенные выше схемы системы вентиляции на конкретном здании со следующими характеристиками:

- офисное здание, расположенное в г. Москва: средняя температура наружного воздуха за отопительный период  $t_{\text{ср}}^{\text{от}} = -2,2^{\circ}\text{C}$ , продолжительность отопительного периода  $z = 205$  дней;

- полезная площадь здания  $S = 1000 \text{ м}^2$ ;
- расчётное количество сотрудников  $N = 100$ ;
- режим работы с 8:00 до 20:00  $n = 12$  ч;
- количество рабочих дней в году  $m = 220$  дней;
- тариф тепловой энергии  $t_{\text{т}} = 2,0$  руб/кВт • ч;
- тариф электрической энергии  $t_{\text{э}} = 3,2$  руб/кВт • ч.

Расчет выполним для холодного и переходного периода года, принимаем:

- значение расчетных удельных теплопотерь  $q_{\text{тп}} = 40 \text{ Вт/м}^2$ ;
- значение расчетных внутренних тепловыделений  $q_{\text{твыд}} = 50,2 \text{ Вт/м}^2$ ;
- температура удаляемого воздуха  $t_{\text{у}} = 22^{\circ}\text{C}$ ;
- температура приточного воздуха  $t_{\text{п}} = 18^{\circ}\text{C}$ ;
- поддерживаемая температура воздуха в помещении  $t_{\text{п}} = 18^{\circ}\text{C}$ ;
- удельный расход электрической энергии на перемещение  $1 \text{ м}^3/\text{ч}$  приточного воздуха:  $0,45 \text{ Вт}$  на  $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; вытяжного воздуха:  $0,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Расчет сведем в таблицу 1.

Таблица 1 – Сравнение технико-экономических показателей различных систем вентиляции

№	Показатель	Тип системы вентиляции				
		ПрСВ	ПВСВсТУ	ЦРСВ	СВсРВР	СВсРВРиТУ
1	Расход наружного воздуха $L_n, \text{м}^3/\text{ч}$	6000	6000	6000	6000	6000
2	Годовой удельный расход тепловой энергии на нагрев наружного воздуха, $\text{кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2$	60.2 / 100%	18.06 <sup>1)</sup> / 30%	30.4 <sup>2)</sup> / 50%	30.4 / 50%	0 / 0%
3	Годовой удельный расход электрической энергии на перемещение вентиляционного воздуха, $\text{кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2$	6.67 <sup>3)</sup> / 100%	6.67 <sup>3)</sup> / 100%	23.35 <sup>3)</sup> / 350%	8.45 <sup>3)</sup> / 127%	8.45 <sup>3)</sup> / 127%
4	Годовой удельный расход электрической энергии на выработку холода системой кондиционирования воздуха, $\text{кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2$	11.57 / 100%	11.57 / 100%	1.61 / 13.9%	0 <sup>4)</sup> / 0%	0 <sup>4)</sup> / 0%
5	Годовая удельная стоимость используемых энергетических ресурсов, $\text{руб.}/\text{м}^2$	178.77 / 100%	94.49 / 52.9%	140.67 / 78.7%	87.84 / 49.1%	27.04 / 15.1%
6	Годовая стоимость используемых энергетических ресурсов, $\text{руб.}$	178 770	94 490	146 670	87 840	27 040
7	Первоначальные капитальные вложения в систему вентиляции, $\text{руб.}$	495 780	592 000	705 200	936 540 <sup>5)</sup>	1 032 800 <sup>5)</sup>
8	Цена жизненного цикла за 8 лет, $\text{руб.}$	1 925 940	1 347 920	1 878 560	1 699 260	1 309 120

1) Средняя эффективность теплоутилизатора за отопительный сезон принята равной 0,7; 2) В расчете принимаем постоянную рециркуляцию в течение периода эксплуатации в объеме  $L_p = 15000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; 3) При приточной системе перемещается  $6000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; при центральной рециркуляционной системе -  $21000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; при системе с локальными рециркуляционными воздухораспределителями -  $6000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , помимо этого электрическая энергия потребляется вентиляторами рециркуляционных воздухораспределителей (в расчете принят удельный расход электрической энергии на перемещение  $1 \text{ м}^3/\text{ч}$  рециркуляционного воздуха:  $0,08 \text{ Вт}$  на  $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ ); 4) Внутренние теплопоступления ассимилируются приточным воздухом; 5) Стоимость одного рециркуляционного воздухораспределителя, рассчитанного на подачу  $100 \text{ м}^3/\text{ч}$  наружного воздуха, принята равной  $9000 \text{ руб.}$

## **Выводы**

Разработанная авторами схема вентиляции с локальными рециркуляционными воздухораспределителями позволяет снизить в офисных зданиях удельный годовой расход тепловой энергии на 50%, электрической энергии (за отопительный период) на 45% по сравнению с прямочными системами вентиляции.

Выполняемая научно-исследовательская работа актуальна и может найти применение на реальных строительных объектах.

При расчете одного рециркуляционного воздухораспределителя на подачу наружного воздуха в количестве  $100 \text{ м}^3/\text{ч}$  его стоимость не должна превышать 9000 руб. При этом удельный расход электрической энергии на перемещение  $1 \text{ м}^3/\text{ч}$  рециркуляционного воздуха не должен превышать 0,08 Вт на  $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

## **Благодарности**

Научно-исследовательская работа выполняется при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014 - 2020 годы» (Соглашение о предоставлении субсидии от 27.06.2014 № 14.576.21.0037, уникальный идентификатор RFMEFI57614X0037).

## **Литература**

1. Joo J., Zheng Q., Lee G., Tai Kim J., Kim S. Optimum energy use to satisfy indoor air quality needs. Energy and Buildings, Volume 46, March 2012, Pages 62-67.
2. Le Dreau J., Heiselberg P., Jenesen R.L. Experimental investigation of convective heat transfer during night cooling with different ventilation systems and surface emissivities. Energy and Buildings, Volume 61, June 2013, Pages 308-317.



3. Rackes A., Waring M.S. Using multiobjective optimizations to discover dynamic building ventilation strategies that can improve indoor air quality and reduce energy use. *Energy and Buildings*, Volume 75, June 2014, Pages 272-280.
4. Han Kw., Zhang J.S., Guo B. A novel approach of integrating ventilation and air cleaning for sustainable and healthy office environments. *Energy and Buildings*, Volume 76, June 2014, Pages 32-42.
5. Van den Bulck N., Coomans M., Wittemans L., Hanssens J., Steppe K. Monitoring and energetic performance analysis of an innovative ventilation concept in a Belgian greenhouse. *Energy and Buildings*, Volume 57, February 2013, Pages 51-57.
6. Ngoc Quang T., He C., Morawska L., Knibbs L.D. Influence of ventilation and filtration on indoor particle concentrations in urban office buildings. *Atmospheric Environment*, Volume 79, November 2013, Pages 41-52.
7. Naumov A.L., Kapko D.V. Results of experimental studies of a local air conditioning system in administration buildings. *Industrial and Civil Engineering*, 2013, #4, Pages 17-19.
8. Naumov A.L., Kapko D.V., Efremov V.V., Budza A.O. Main directions to increase efficiency of ventilation and air conditioning. *Industrial and Civil Engineering*, 2013, #6, Pages 56-59.
9. СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий
10. El Fouih Y., Stabat P., Riviere Ph., Hoang Ph., Archambault V. Adequacy of air-to-air heat recovery ventilation system applied in low energy buildings. *Energy and Buildings*, Volume 54, November 2012, Pages 29-39.
11. Rahimi M., Tajbakhsh K. Reducing temperature stratification using heated air recirculation for thermal energy saving. *Energy and Buildings*, Volume 43, Issue 10, October 2011, Pages 2656-2661.