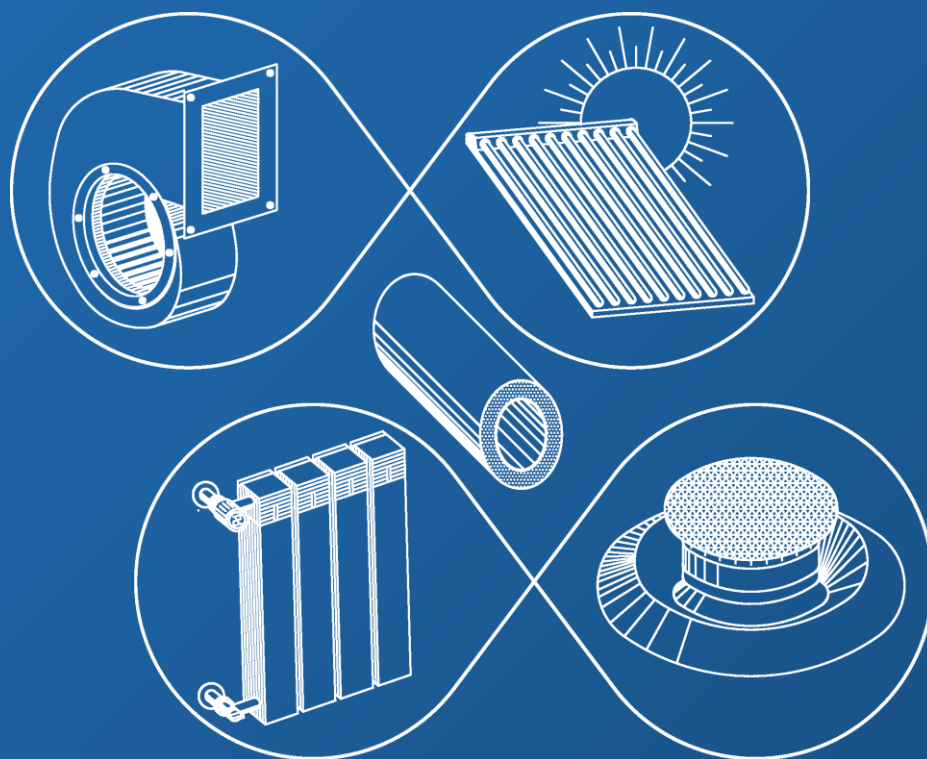


ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ



2024

Випуск 50



КИЇВ 2024

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE

Kiev National University of Construction and Architecture

**VENTYLIATSIIA, OSVITLENNIA
TA TEPLOHAZOPOSTACHANNIA**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL COLLECTION

founded in 2001

ISSUE 50

Kyiv 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 50

Київ 2024

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 50 / відповідальний редактор В. О. Мілейковський. – Київ: КНУБА, 2024. – 89 с.

У збірнику висвітлюються результати наукових досліджень, питання теорії і практики з опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, теплопостачання та газопостачання. Призначений для наукових працівників, викладачів, виробників, докторантів, аспірантів та студентів.

Редакційна колегія: докт. техн. наук, професор В. О. Мілейковський (відповідальний редактор); докт. техн. наук, професор В. П. Корбут (заступник відповідального редактора); ас. О.А. Дудніков (відповідальний секретар); докт. екон. наук, доцент К. М. Предун; докт. техн. наук, професор О. В. Приймак; докт. техн. наук, професорка Т. М. Ткаченко; докт. техн. наук, професор Г. В. Жук; докт. техн. наук, професор В. А. Кравець; докт. техн. наук, професор Г. Гавардашвілі (Грузія); докт. техн. наук, професор З. Гвішані (Грузія); докт. техн. наук, професор Н. Мамедов (Азербайджан); докт. техн. наук, професор Б. Рашуо (Сербія); доктор наук, професор А. Рогожа (Литва); докт. техн. наук, професор Г. Собчук (Польща); докт. техн. наук, професор М. Улевіч (Польща); доктор інженер, доцент А. Ліс (Польща); доктор інженер, доцент А. Уйма (Польща); доктор Г. Глінцерер (Австрія).

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури 28 лютого 2025 р., протокол № 30.

Адреса редакційної колегії: Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра теплогазопостачання і вентиляції та кафедра теплотехніки, Повітрофлотський просп., 31, м. Київ, 03037, Україна.

тел. +380(44)245-48-33

©Київський національний
університет будівництва і
архітектури

З М І С Т

**Андрій Тимощенко, Олександр Погосов, Павло Пасічник, Євген Кулінко,
Богдан Козячина**

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ПАРОПОСТАЧАННЯ ТА
МОЖЛИВІ ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ
ЕФЕКТИВНОСТІ НА ПРИКЛАДІ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ РОЗМОРОЖУВАННЯ
ВАГОНІВ..... 6

**Ольга Черноусенко, Ольга Власенко, Олександр Недбайло, Станіслав
Ткаченко**

ІНТЕНСИВНІСТЬ ТЕПЛООБМІНУ В КРУГЛІЙ ТРУБІ
ТЕПЛООБМІННИКА БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ..... 29

Степан Шаповал, Юрій Пришляк, Олена Савченко

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІБРИДНОГО
СОНЯЧНОГО КОЛЕКТОРА ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОГО
МОДЕЛЮВАННЯ 44

Юрій Франчук, Вікторія Коновалюк

ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОВОЇ ГЕНЕРАЦІЇ ДЛЯ БАЛАНСУВАННЯ СИСТЕМИ
ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ..... 55

**Володимир Кіосак, Володимир Ісаєв, Валерій Федоренко, Андрій Грідасов,
Микола Банківський**

МОДЕЛЮВАННЯ ПОВІТРООБМІНУ «ПОДАЧА ПОВІТРЯ ЗВЕРХУ –
ВИДАЛЕННЯ ЗВЕРХУ»..... 64

CONTENTS

Andrii Tymoshchenko, Oleksandr Pohosov, Pavlo Pasichnyk, Yevhen Kulinko

RESEARCH OF TECHNOLOGICAL SYSTEMS OF STEAM SUPPLY AND POSSIBLE WAYS OF INCREASING THEIR ENERGY EFFICIENCY ON THE EXAMPLE OF DEVICES FOR DEFROSTING..... 6

Olha Chernousenko, Olha Vlasenko, Oleksandr Nedbailo, Stanislav Tkachenko

HEAT EXCHANGE RATE IN A ROUND PIPE OF A BIOGAS PLANT HEAT EXCHANGER..... 29

Stepan Shapoval, Yurii Pryshliak, Olena Savchenko,

STUDY OF THERMAL CHARACTERISTICS OF A HYBRID SOLAR COLLECTOR USING COMPUTER MODELING..... 44

Yurii Franchuk, Viktoriia Konovaliuk

USE OF GAS GENERATION TO BALANCE THE ELECTRICITY SUPPLY SYSTEM..... 55

Volodymyr Kiosak, Volodymyr Isaev, Valerii Fedorenko, Andrii Gridasov, Mykola Bankivskyi.

MODELLING OF AIR EXCHANGE "AIR SUPPLY FROM ABOVE - REMOVAL FROM ABOVE"..... 64

UDC 629.4:621.1

Leading Researcher **Andrii Tymoshchenko**,

a_tymoshchenko@ukr.net, ORCID 0000-0001-6840-5491,

Institute of Engineering Thermophysics of

National Academy of Sciences of Ukraine

Associate Professor **Oleksandr Pohosov**,

pogosov_aleksandr@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2158-8897,

Associate Professor **Pavlo Pasichnyk**,

pasichnik.pavlo@gmail.com, ORCID 0000-0001-8499-6949,

assistant professor **Yevhen Kulinko**,

yevhen_kulinko@ukr.net, ORCID 0000-0002-8834-3600,

post-graduate **Bohdan Koziachyna**,

bohdankoziachyna@gmail.com, ORCID 0009-0000-6972-3862,

Kyiv National University of Construction and Architecture

Deputy Director on Scientific and Technical Activity **Kyrylo Baranchuk**,

uacs@danfoss.com, ORCID 0000-0003-4491-9396,

Danfoss, LLC with FI (Ukraine)

RESEARCH OF TECHNOLOGICAL SYSTEMS OF STEAM SUPPLY AND POSSIBLE WAYS OF INCREASING THEIR ENERGY EFFICIENCY ON THE EXAMPLE OF DEVICES FOR DEFROSTING WAGONS

Abstract. *Steam supply systems of industrial enterprises in various fields of activity remain relevant primarily due to the thermophysical features of the use of phase transition energy of water vapor in the process of its condensation. In addition, in the countries of Eastern Europe, traditionally a significant number of existing boiler houses are steam and the choice of energy carrier is determined precisely by the presence of a characteristic source. At the same time, cargo logistics processes are provided today largely by sea transport, and delivery to ports is traditionally carried out by rail, which in turn requires the use of a defrosting system and transshipment of bulk products. The paper presents the results of studies of energy consumption of devices for defrosting wagons of port infrastructure and proposes circuit thermal and mechanical solutions for the modernization of the steam supply system of defrosting house. According to the results of the study, the values of heat energy consumption per unit of output in the existing scenario and after modernization are given. The characteristic technological and thermotechnical features of the existing scheme of devices for defrosting wagons of the port infrastructure of Ukraine and measures for the modernization of such systems, the introduction of which will achieve a significant reduction in the consumption of*

thermal energy in shunting non-stationary modes of operation of defrosting houses, are given. The feasibility of using an infrared wagon heating system using steam registers is substantiated.

Keywords: Steam supply system, energy efficiency, technological defrosting house, wagon defrosting device, heat loss of steam pipelines.

Introduction. There are few studies devoted to the rather narrow and geographically limited topic of energy efficiency of steam supply systems for defrosting wagons. First of all, this is due to the fact that defrosting houses with steam heating devices were actively used only in Eastern Europe, and the geography of research is mainly limited to the northern countries of this region. At the same time, the growth of shipping is an inherent process for actively developing and consuming humanity. Accordingly, the importance of the energy efficiency of all processes at all stages of shipping is difficult to deny [1-2]. At the same time, the delivery of goods by rail to ports remains an integral part of the logistics process [3-5].

Latest research and publications. There are conclusions that increased loading, particularly of coal and other bulk commodities to specialised marine terminals to reduce gondola turnover, shunting and marshalling operations, may lead to an increase in logistics turnover. Reference [6] provides data regarding the impact of the lack of wagon defrosters; it is stated that, among other things, this deficiency leads to slower wagon turnover.

The study [7] is devoted to improving the efficiency of the defrosting process of freight wagons. Various variants of convection heating are given and the performance of such variants is evaluated.

The paper [8] considers a numerical method for solving the problem of unsteady heat transfer during coal heating in a special defrosting device with the subsequent obtaining of a method allowing to reduce the time of coal heating due to the application of a special thermal regime. The attention is focused on time saving at coal heating by the value from 87,9 to 12,7 %, that is definitely very actual at shunting modes of work of the device of a greenhouse.

The research [9] gives directions and ways of modernisation of greenhouses and substantiation of the decision of expediency of transition from convective systems of heating of devices of defrosting of cars to systems of infra-red heating. Similar conclusions and emphasis on gas infra-red side screens and hearth burners are given in the study [10]. It is stated that the heating time can be in the range of 20 minutes.

The study [11] confirms the effectiveness of the solution of using pipe registers for extended objects, including wagon defrosting devices. The article also focuses on gas infrared heaters.

Thus, the relevance and object of the study are confirmed and require a detailed

study, in particular, the study of the operation and thermal-mechanical scheme of steam heating systems of the existing wagon-defrosting devices of the port infrastructure. This study is primarily intended to focus on improving the energy efficiency of individual technological steam consumers of industrial enterprises, in particular, the defrosting devices in the port infrastructure.

The article presents the results of experimental studies of the steam supply system for greenhouses, in particular, the defrosting devices in the port infrastructure. The paper presents the results of experimental studies of the steam supply system of greenhouses and provides possible ways to improve the energy efficiency of wagon defrosting devices as significant steam consumers.

Main part. The object of this study was one of the ports of Ukraine, located on the Black Sea coast. In the total energy balance of the facility, the largest share is occupied by the central boiler house, represented by a combination of steam and hot water boilers with a total installed capacity of about 45 MW, of which 9 MW is the installed capacity of hot water boilers. At the same time, the share of the installed capacity of two devices for defrosting wagons (hereinafter, technological defrosting house) is up to 8.8 MW in full load mode (according to the enterprise).

One of the largest technological consumers of water vapor at the enterprise are two devices for defrosting wagons (loading one device - 20 wagons). As thermotechnical objects, defrosting devices are long frameless buildings with two spans and bearing longitudinal walls of concrete. The width of one span is 6 m. Side and ceiling smooth pipe steam registers are used as heating elements (Fig. 1).

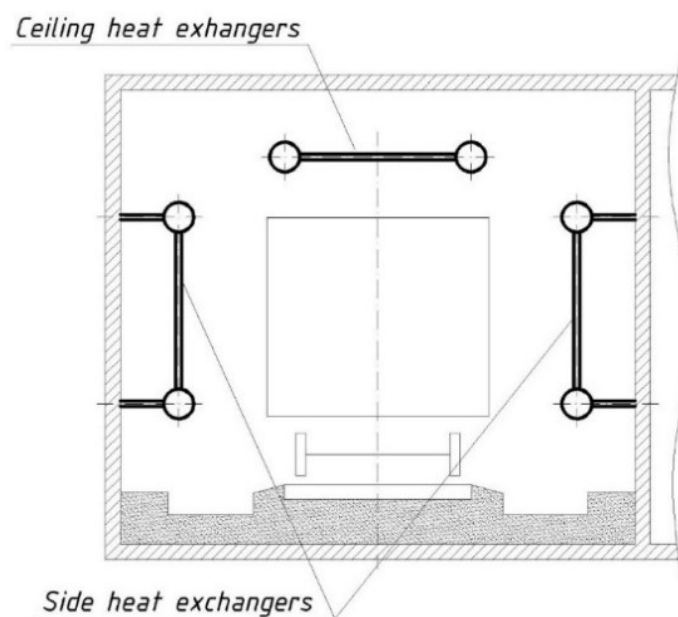


Fig. 1. Section of the defrosting house with an image of the location of the steam turbines registers

Steam registers provide intensive radiation supply of heat by heating frozen cargoes. In stationary working conditions, with a continuous flow of goods, the devices work effectively with an average specific consumption of 0.128...0.395 MW/wagon [8]. In order to avoid irreversible thermal effects on goods, surfaces and elements of wagons, the average air temperature in the working space of the defrosting house is maintained at 90... 95 °C.

As a coolant in devices for defrosting wagons, water vapor is used. From the boiler room, overheated water vapor enters the main steam pipeline with the parameters - overpressure 0.8 MPa, temperature 200... 220 °C. At the entrance to the defrosting house, the water vapor is reduced, the pressure after the reduction gear is 0.2... 0.3 MPa. Such reduction can potentially also be used as part of the substitution for low-power steam turbines with sufficient economic justification [9]. Superheated steam enters the side and ceiling steam screens from smooth pipes, where it cools and condenses. The system is designed in such a way that the formed condensate is supercooled below the saturation temperature, at a pressure set in the condensate pipeline (excess pressure in the condensate pipeline 0.18... 0.25 MPa, condensate temperature 102... 106 °C). Overpressure ensures continuous condensate return to the boiler house.

The principle thermal scheme of the existing heat supply system of steam defrosting house is shown in Fig. 2. Characteristic of the existing system:

1. Stable work is ensured in stationary operating mode.
2. The system is cheap and technically simple (with a minimum number of elements that require maintenance).
3. Condensate return due to back pressure in the system, no pumps are used to move condensate (no additional electrical energy is consumed).
4. Low economically justified specific energy costs per unit of "finished products".

Along with the above advantages, attention should also be paid to the fact that steam screens are not equipped with devices to prevent the flow of water vapor into the condensate collection and return system - steam traps. It is known that in steam condensate systems not equipped with steam traps, under non-stationary operating conditions of systems, it is possible to slip "acute" (not condensed) steam into the condensate collection and return system. The value of steam slippage can be from 5 to 30% of the nominal mass flow rate of the coolant [10-11].

In the case of condensate collection systems equipped with atmospheric tanks (a similar system is also organized in the thermal management of the enterprise under study), "hot" steam usually transits into the atmosphere (is lost). The second feature of the existing steam supply system is the limited ability to replace its thermal capacity.

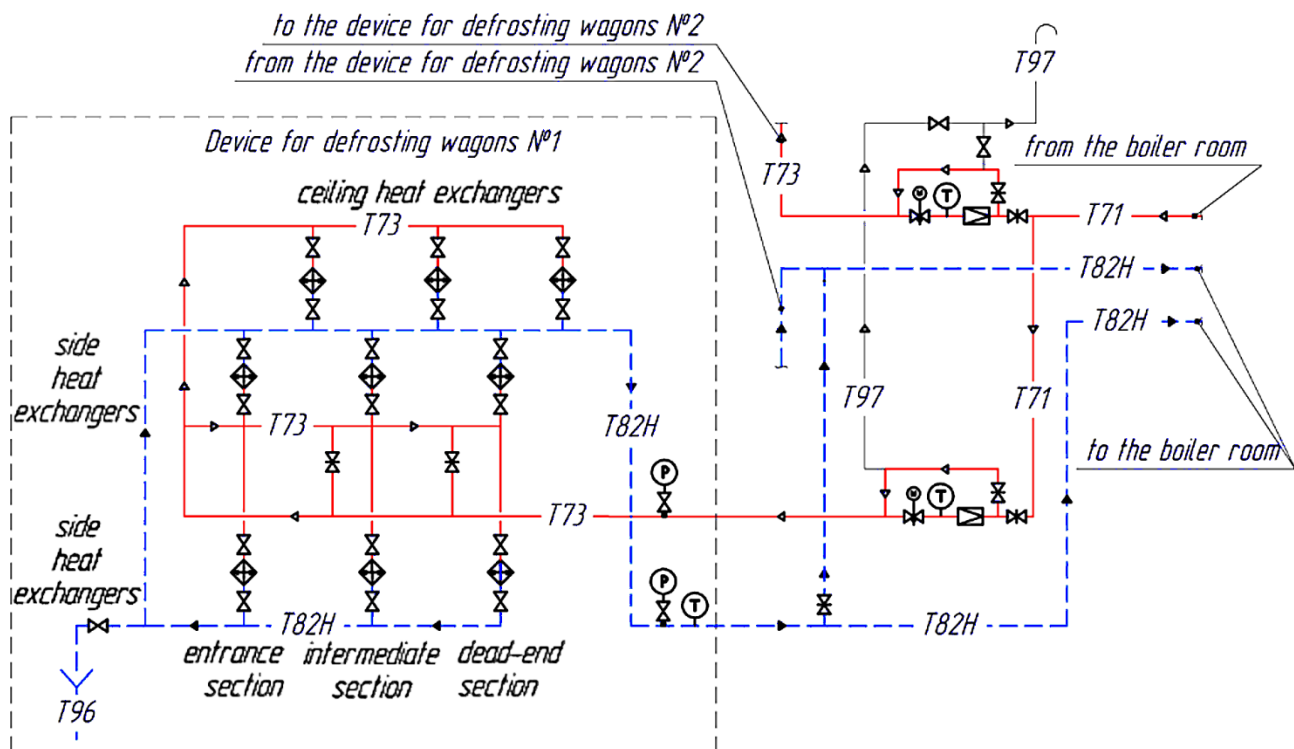


Fig. 2. Basic energy scheme of the existing steam supply system of process defrosting houses (T71 – pipeline of superheated water vapor ($P^*=0.8$ MPa, $T=200...220$ °C); T73 – pipeline of moist saturated steam after reduction ($P=0, 2...0.3$ MPa); T82N – supercooled condensate pipeline ($P=0.18...0.25$ MPa, $T=102...106$ °C); T96 – drainage pipeline; T97 – pipeline for blowing ; (notations according to SSTU B A.2.4-8:2009; *- the amount of excess pressure is given)

The power of the system is determined not by technological necessity, but by the possibility of its reliable, trouble-free operation. Many years of experience in the operation of steam defrosting house have shown that for the reliable return of condensate to the boiler room, an excess pressure of $0.18...0.25$ MPa must be maintained in the collecting condensate line. This condition leads to the fact that during periods of "hot" downtimes (when the defrosting house is "under steam" without wagons) it is not possible to reduce the temperature in the working volume below $90...95$ °C. When the time between "hot" downtimes is small, which is typical for stationary operating conditions, the share of such energy overspending in the total mass of usefully used energy is insignificant. If the time of "hot" downtimes turns out to be commensurate with the useful time, then the amount of energy overspending turns out to be correspondingly commensurate with the amount of usefully used energy. As one of the means of reducing heat consumption during periods of "hot" downtimes it is possible to recommend lowering the average air temperature in the working volume of the defrosting house, thereby reducing its thermal power.

$$Q_{hp} = Q_H \frac{(t_h - t_{hp})}{(95 - t_{hp})}, \quad (1)$$

where Q_H is the nominal power of the defrosting house, [MW]; t_{hp} – average air temperature in the working volume of the defrosting house in the "hot" reserve [°C]; t_{oda} - average outdoor air temperature during the heating period [12] [°C]; 95 is the average air temperature in the working volume of the defrosting house under nominal operating conditions [°C].

When changing the value t_{hp} from 95 to 50 °C, the capacity of the defrosting device (in the "hot" reserve) is reduced by 50%. Heat energy specifications of the devices for defrosting wagons are presented in Tab. 1.

Table 1. Passport specifications of the devices for defrosting wagons

№	Name of the position	Unit	Defrosting house	
			№1	№2
1	Parameters of the coolant at the entrance:			
	Type of coolant		superheated steam	
	coolant pressure	MPa	0,8...0,85	
	coolant temperature	°C	200...220	
2	Parameters of the coolant after the reducer:			
	type of coolant		superheated steam	
	coolant pressure	MPa	0,2...0,3	
	coolant temperature	°C	200...220	
3	Nominal thermal power of the device	MW	2,7...8,8	
4	Heat carrier consumption in the nominal mode of operation	tons/hour	4,0...13,0	
5	Condensate parameters after the device:			
	pressure	MPa	0,18...0,25	
	temperature	°C	100...110	
6	Average specific costs per unit of production	kW/wagon	128...395	
7	Diameter of conditional passage of pipelines:			
	main steam pipeline	mm	300	
	workshop steam pipeline	mm	150	
	workshop condensate pipeline	mm	80	
	main condensate line	mm	80, 150	

Steam devices for defrosting cargoes are served by a main steam pipeline with a diameter of a conditional pass of Dn300 and a length 400 m Defrosting houses No. 1 and 2 have their own separate condensate pipelines (Fig. 2) with diameters of a conditional pass, respectively, Dn80 (L=400 m) and Dn150 (L=215 m). The method of laying the heating network is open, aboveground (on a flyover). Normative values of the linear density of the heat flow in the main steam pipeline and collective condensate pipelines [13-14] are given in Tab. 2.

Table 2. Normative linear density of heat flow from insulated surfaces of pipelines operating in outdoor air for less than 5000 hours

№ III	Specifications of the pipeline		Linear norm of heat flow density, W/m
	Diameter of conditional passage, mm	Temperature of the environment in the pipeline, °C	
1	300	200	149
2	150	100	52
3	80	100	37
4	150	50	29
5	80	50	21

As you can see, on condition of equality of the actual value of the linear density of the heat flow from the insulated surface of the pipeline to the normative value (Tab. 2), in the nominal mode of operation of defrosting houses, the amount of heat loss should be less than 1.6% of the nominal power of the devices, and not be the determining factor in the main economy of value.

The structure of thermal energy consumption by a steam device for defrosting cargoes has the following form:

$$Q_B = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (2)$$

where Q_B - the total thermal power, which is released for the technology of defrosting houses from the central boiler house of the enterprise, [MW]; Q_1 the thermal power required to maintain the working temperature in the defrosting house (this cost item includes both the useful heat used for heating and defrosting the cargoes, as well as

the energy supplied to compensate for regulatory and unorganized losses in the device), [MW]; Q_2 - thermal power, necessary for compensation of heat losses in main heat networks, [MW]; Q_3 - additional, unaccounted costs associated with non-standard heat losses (for example, with leaks, flying steam, non-return of condensate, etc.), [MW].

Based on the task, the value of the total thermal power (Q_B) was determined using the instrumental method during the "hot" reserve period of the device. The value Q_2 was calculated taking into account the results of thermal imaging. The presence of unaccounted expenses was controlled, and when processing the results, their value was taken equal to zero $Q_3 = 0$. The quantity Q_1 was determined by calculation by known values Q_B , Q_2 , Q_3 .

In order to determine the current state of the steam supply and condensate collection system and to evaluating the effectiveness of the steam devices for defrosting cargoes №1 and 2, in March 2023, defrosting house #2 was conducted and removed to the "hot" reserve №2. At the time of measurements, a stationary temperature was established in the defrosting house, and stationary parameters were established in the steam supply and condensate collection system (Tab. 3).

Defrosting house №2 was operated without technological load - in "hot" reserve. The wind speed did not exceed 4 m/s, the relative humidity of the outside air was within 58-64%, the atmospheric pressure was equal to 763 mm.

The amount and parameters of the coolant in the steam supply and condensate collection system of steam device for cargoes defrosting №2 operated for established mode of operation during the "hot" reserve period.

The volumes of consumption and parameters of natural gas during the period of tests of defrosting house №2, and the temperature values of the outside air are presented in Tab. 4. The data is obtained from the commercial natural gas consumption accounting system of the enterprise. The system of commercial accounting of natural gas consumption is giving corrections the measured values and brings them to standard conditions [19].

A fragment of the daily water consumption (is given sampling period is 10 hours) and steam during the test period of defrosting house №2 is presented in Tab. 5. The data is obtained from the automated system of control and accounting of the parameters of the production processes and distribution of thermal energy of the enterprise.

A comparing of the results of measurements of a number of values obtained using an automated system of control and accounting of the parameters of the production processes and distribution of thermal energy has allowed to draw a conclusion about the incorrectness of the measurement of some parameters.

Table 3. The coolant parameters in steam supply and condensate collection system of steam device for cargoes defrosting №2

Time	Condensate pressure, MPa	Temperature zone 1, °C	Temperature zone 2, °C	Temperature zone 3, °C	Condensate temperature, °C	Steam consumption, tons/hour	Steam pressure, bar	Steam temperature, °C	Water consumption, tons/hour	Water pressure, MPa	Water temperature, °C
8:00	0.186	89.64	88.29	85.14	102.7	16.92	9.17	207.9	12.3	1.502	104.1
8:30	0.199	90.09	89.64	86.49	103.6	16.56	9.20	207.6	12.02	1.502	104.2
9:00	0.211	90.99	90.54	87.39	104.5	16.02	9.24	207.5	11.67	1.503	104.2
9:30	0.224	91.89	91.44	88.29	104.5	15.89	9.26	207.4	11.42	1.503	104.4
10:00	0.232	91.44	91.44	88.29	106.31	15.35	9.28	207.0	11.13	1.503	104.3
11:00	0.231	91.35	91.45	89.51	107.41	14.83	9.32	206.8	10.78	1.502	104.2

In particular, when comparing the mass flow rates of feed water, superheated steam, and the volumetric flow rate of consumed natural gas, it turned out that the devices for measuring the flow rates of feed water and superheated steam, installed on part of the pipelines of one of the boilers, show, firstly, different values, and secondly, these values correlate poorly with the values obtained from the commercial natural gas consumption accounting system. The measurement points required verification and could not be used for further research.

The value of the total thermal power (Q_B), which was released to the technology from the central boiler room of the enterprise during the period of the experiment, was calculated. The theoretical amount of thermal energy released during the combustion of natural gas was determined by the expression:

Table 4. The fragment of data on natural gas consumption during one day

Time	Gas temperature, °C	Absolute gas pressure, MPa	Gas volume, m ³ (reduced to standard conditions, 20 °C, 101325 Pa)	Outside air temperature, °C
01:00	-0.45	0.466	1751.5	
02:00	-0.66	0.472	1845.6	-5.6
03:00	-1.38	0.469	2120.2	
04:00	-1.08	0.475	1785.2	
05:00	-1.17	0.477	1749	-5.6
06:00	-2.01	0.468	2112.1	
07:00	-0.54	0.464	2053	
08:00	4.04	0.476	1230.6	-3.3
09:00	7.39	0.487	1375.9	
10:00	9.71	0.487	1600.1	
11:00	11.64	0.488	1551	0.3
12:00	13.64	0.493	1465.4	
13:00	16.32	0.499	954.2	
14:00	18.81	0.5	805.5	2.8
15:00	18.65	0.5	780.6	
16:00	17.67	0.501	761.6	
17:00	15.29	0.498	794.8	1.1
18:00	12.45	0.494	856	
19:00	9.33	0.49	969.5	
20:00	8.66	0.49	941.7	0.6
21:00	8.66	0.488	933.8	

$$Q = \frac{273.15}{293.15} Q_w^l \cdot V_h \cdot 10^{-6} \quad (3)$$

where Q - is the theoretical amount of thermal energy released during the combustion of natural gas, [GJ/hour]; $273.15/293.15$ - a numerical coefficient that takes into account the change in volume during the transition from standard to normal conditions; Q_w^l - lower working heat of combustion of natural gas, [kJ/nm³]; V_h - hourly consumption of natural gas reduced to standard conditions [10], [m³/hour] (Tab. 4); 10^{-6} - a numerical coefficient that takes into account the transition from [kJ] to [GJ].

Table 5. Dynamics of water and water vapor consumption during the day

Water				Third party consumer					Steam for own needs and production		
				D, 150		D, 100					
Time	P OCB, bar	T OCB, °C	PPV consumption, tons	Q steam, tons	P steam, bar	Q steam, tons	P steam, bar	Amount of thermal energy, MW	Q steam for production, tons	P steam for production, bar	Q steam for own needs, tons
1:00	2.4	100	0	2.59	9.11	0	3.57	0	9.43	8.23	2.37
2:00	2.4	100	0	2.61	9.15	0	3.55	0	14.21	8.89	2.26
3:00	2.4	100	0	2.6	9.14	0	3.52	0	19.87	9.01	2.23
4:00	2.4	100	0	2.59	9.09	0	3.48	0	19.93	10.72	2.14
5:00	2.4	100	0	2.59	9.09	0	3.46	0	20	15.53	2.08
6:00	2.42	100	2.21	2.58	9.09	0	3.48	0	20	15.58	2.02
7:00	2.49	100	6.08	2	9.26	0	3.47	0	19.78	15.1	1.91
8:00	2.4	100	0.03	1.96	9.42	0	3.47	0	20	16	2.19
9:00	2.41	100	0	1.98	9.54	0	3.53	0	20	16	2.37
10:00	2.4	100	0	2	9.61	0	3.57	0	4.6	5.37	2.44

The useful amount of thermal energy spent on obtaining superheated water vapor was determined by the expression:

$$Q_{SV} = D_{SV} \cdot (i_{SV} + i_{SW}) \cdot 10^{-3} \quad (4)$$

where Q_{SV} - is the thermal energy spent on obtaining superheated water vapor, [GJ/hour]; D_{SV} - mass consumption of superheated steam, [ton/hour]; i_{SV}, i_{SW} - enthalpy of superheated steam and feed water, respectively [kJ/kg] [20]; 10^{-3} - numerical coefficient, takes into account the transition [GJ/MJ].

The work efficiency of the steam generator, which is characterized by its efficiency - gross, was calculated according to the direct balance:

$$\eta = \frac{Q_{sv}}{Q} \quad (5)$$

Below is a graphic dependence of the work efficiency of the steam generator on the value of its useful power (Fig. 3).

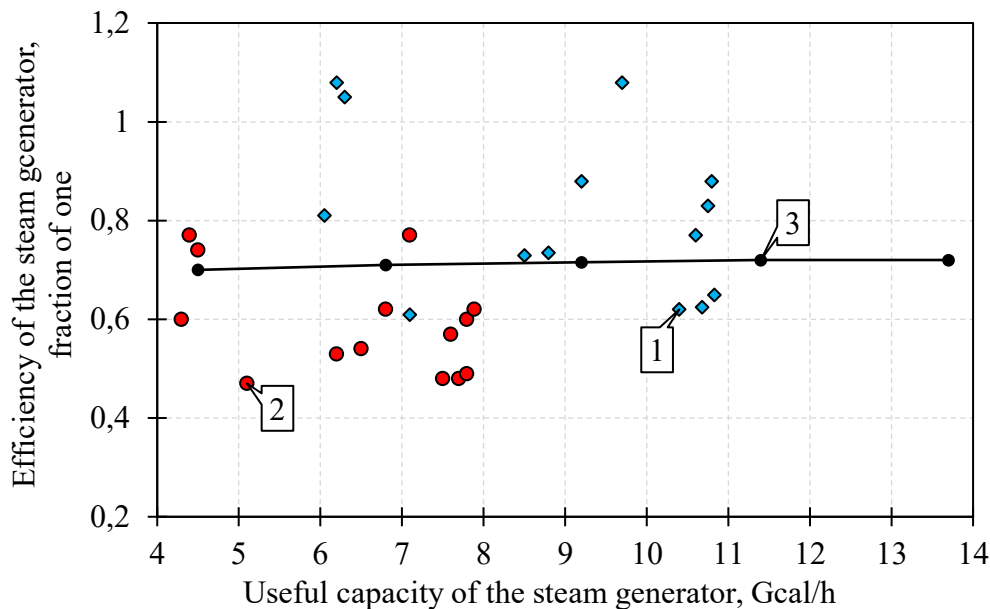


Fig. 3. Dependence of the efficiency of the steam generator on the amount of useful thermal power:

1 - dependencies (1-4); 2 - under the condition that the mass flow rate of steam is equal to the mass flow rate of feed water; 3 - average characteristic of the array of points 1

The useful power of the steam generator is laid down on the abscissa axis, Q_{III} , and its gross efficiency is on the ordinate axis. In blue (1) marked the values obtained according to dependencies (1-4). Red colour (2) indicates the values obtained under the condition that the mass flow rate of steam is equal to the mass flow rate of feed water. The line (3) is an average characteristic of the array of points (1), which in turn are calculated but based on measured steam flow rates (this is the reason why the graph shows physically incorrect indicators of steam generator efficiency more than 1 fraction of one). Values taken from the mode map of the boiler (provided by the company) are indicated in black. As you can see, values (2) are poorly correlated with data (1) and (3), which may indicate incorrect operation of the flow measuring device installed in the supply line. Value (1) have a large scatter of data, in addition, a number of values ($\eta > 1$) have unphysical results. This may indicate the function of the sensors in the control system (measurement and regulation) at the highest and

most unfavourable error. Such results are very rare, which is inside the probability of such a high error.

Regression models that describe the obtained set of values have a low coefficient of determination ($R^2 < 0,5$), which shows a large scatter of the data and a poor fit of the model. Considering of all the above, we assume that the useful amount of thermal energy (which is released by the central boiler room of enterprise for technology, own needs, and third-party consumers) is determined by the calculation method using data from the commercial natural gas consumption accounting system and data from the mode map of the steam generator. In addition, in the amount of 3% of the mass of the produced steam, the value of its continuous purging is taken into account.

$$Q_{SV} = \frac{273,15}{293,15} Q_W^I \cdot V_h \cdot 10^{-6} \cdot \eta \cdot (1 + 0,03)^{-1} \quad (6)$$

where $(1 + 0,03)$ – is a numerical coefficient that takes into account the value of continuous purging.

The amount of superheated steam that is released to consumers:

$$D_{SV} = \frac{Q_{SV}}{(i_{SV} + i_{SW}) \cdot 10^{-3}}. \quad (7)$$

The results of calculations of quantities Q_{SV} (1) and D_{SV} (2) are presented in Fig. 4.

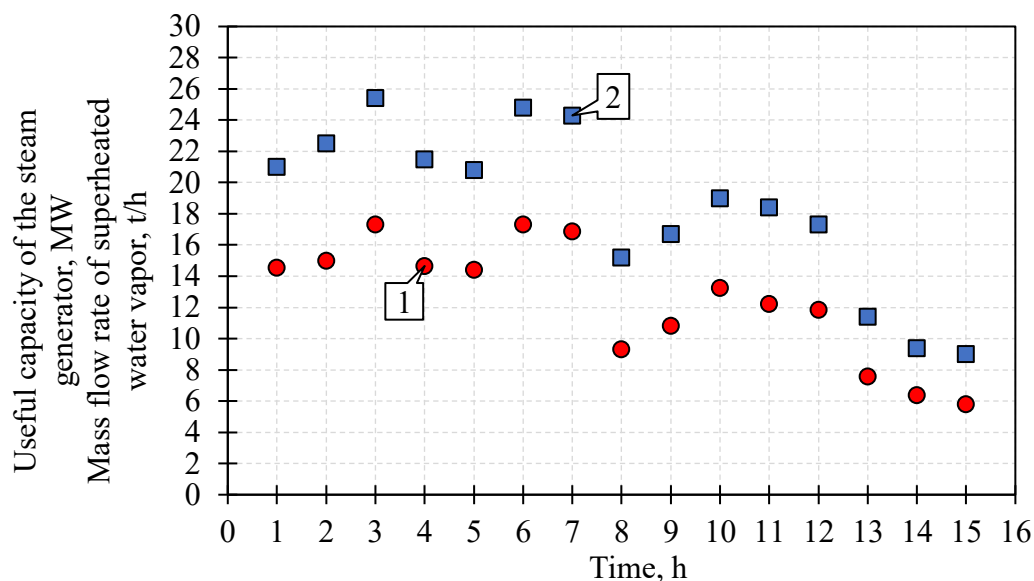


Fig. 4. Dynamics of changes in the useful thermal power of the object Q_{SV} and consumption of superheated water vapor D_{SV} at the time of measurements, 1 – useful thermal power; 2 – consumption of superheated water vapour

The main items of the balance of thermal energy costs during the measurements were:

- expenses for own needs (hot water preparation, feed water deaeration);
- production costs (devices for defrosting cargoes and other technological consumers);
- costs of third-party consumers;
- expenses for heat supply of houses and structures (water thermal network).

Subtracting from the value Q_{III} of current articles of thermal energy consumption, we determine the value released to the device for defrosting cargoes Q_B .

The calculation results are presented graphically (Fig. 5) as a function of the total mass flow rate of superheated steam (1), the mass flow rate of steam per defrosting house (2) and the dependence of the average temperature in the defrosting house on time (3). During the measurement period, the average mass consumption of superheated water vapor per defrosting house, during the "hot" reserve period, was 11.3 t/h. The obtained mass flow rate of superheated water vapor to the device for defrosting cargoes, in the "hot" reserve, approaches the value of the mass flow rate of the coolant when the defrosting house is operating in the nominal mode of operation (under load). The average value of the total thermal power (Q_B), which is released to the technological consumer in the "hot" reserve, was equal to 6.7 MW.

The value (Q_2) was determined by using the calculation-experimental approach, which is based on the results of the thermal imaging survey, which was carried out by the Dali TE thermal imager, and the calculation positions partially outlined in this article. The examples of processing the results of thermal imaging are in Fig. 6.

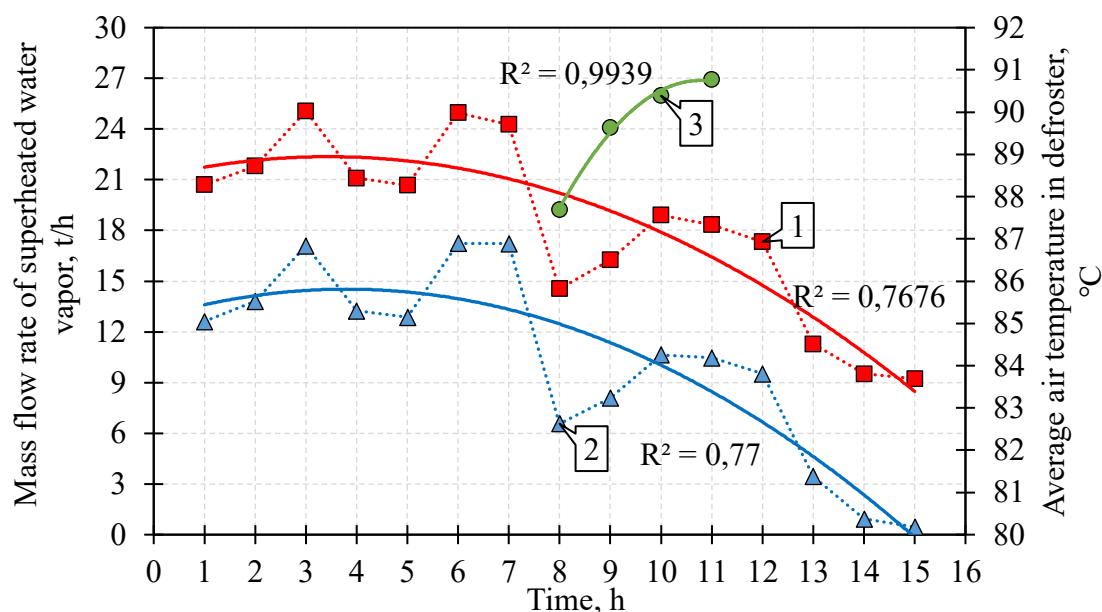


Fig. 5. Results of the calculation of the mass flow rate of superheated water vapor to the device №2 for defrosting cargoes

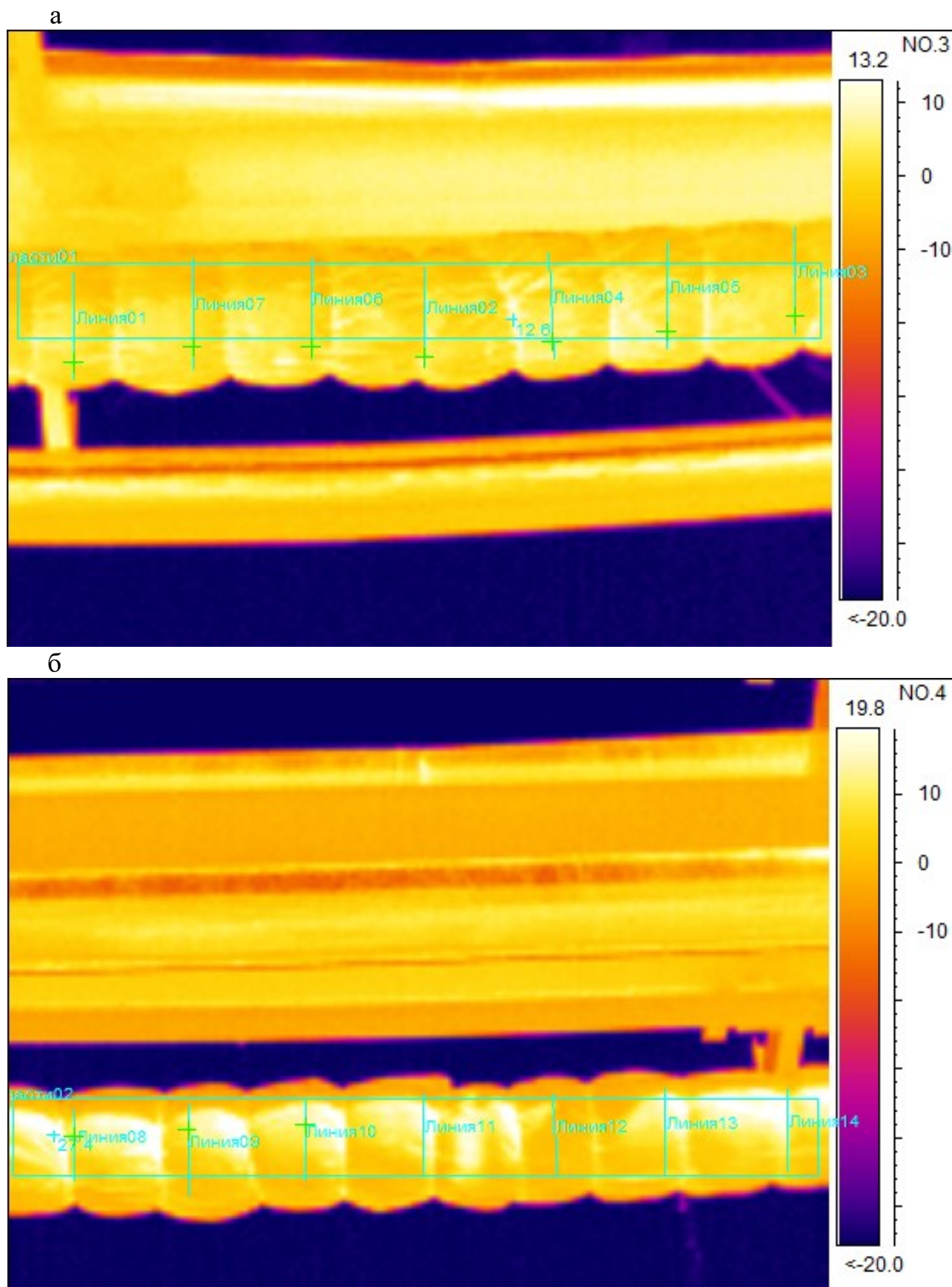


Fig. 6. Example of thermograms for sections of the condensate line from defrosting house №2

The surface of the pipeline was divided into sections located in the planes perpendicular to the axis of the pipeline (Fig. 6, a, б), the averaging the temperature was conducted the surface on each section (τ).

The distribution of temperatures on the surface of the pipeline is uneven nature, the deviation of extreme temperature values from their average value exceeds the value of $\Delta\tau = 0,5 \dots 1,0$ °C, determined by the formula Eq. 8 and accepted as the limit when determining the presence and sizes of defective areas.

$$\Delta\tau = \frac{\Delta t}{R_0} \cdot \frac{1-r}{\alpha_3 \cdot r}, \quad (8)$$

where $\Delta\tau$ – is the temperature difference between the surfaces of the base and defective areas, [°C]; Δt – calculated temperature pressure, defined as the difference between the internal temperature of the medium in the pipeline and the external air temperature under the calculated conditions of insulation design, [°C]; R_0 – calculated value of the design heat transfer resistance of the basic section [$\text{m}^2\text{°C/W}$]; r – is the relative resistance to heat transfer, which is taken as 0.85 in the evaluation calculations [23]; α_3 – is the heat transfer coefficient of the external surface of the pipeline, calculated taking into account the operating conditions of the surface at the time of measurement, [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})$].

Similar actions were conducted during the analysis of thermograms of the main steam pipeline. A fragment of the initial data and the results of the calculations of the specific indicators of heat loss through openly laid down steam pipelines and condensate pipelines are presented below (Tab. 6).

As can be seen from the obtained results, the path heat losses in main pipelines are different. If for the main steam pipeline, they satisfy the regulatory requirements (the measured heat flow is $\frac{1}{2}$ of the normative value), then the actual losses in the main condensate pipeline from defrosting house №2 are 1.5 times higher than the normative ones.

The number of losses due to movable pipeline supports is taken into account by introducing an additional equivalent length of the pipeline, by analogy with the hydraulic method of equivalent lengths [22]. The measurements showed that one support of the OPP2 type is thermally equivalent to the normative losses of 1 linear meter of the pipeline. The total number of supports installed on the main steam pipeline is equal to 30 units, installed on the main condensate pipeline – 30 units.

The total heat losses in the main steam and condensate pipelines at the time of the measurements were:

$$\begin{aligned} Q_2 &= (400 \cdot 0,5 + 30 \cdot 1) \cdot 150,3 + (215 \cdot 1,5 + 30 \cdot 1) \cdot 52,9 = \\ &= 34569 + 18647 = 53216 \text{ W}. \end{aligned}$$

Table 6. The results of heat loss calculations in steam and condensate pipelines

№	Name of the pipeline	Pipeline surface temperature, °C							τ _m , °C	t, °C	ε	t _r , °C	w, m/s	δ, mm	D _{3H} , m	α ₃ , W/(m ² °C)	q _L ^P , W/m	(q _L) _t , W/m	q _F , W/m ²	ε _q , %	Note
		1	2	3	4	5	6	7													
1	Condensate pipeline (defrosting house №2)	4,3	10,3	9,1	11,6	15,2	6,1	13,1	4,3	0,3	0,96	100	3	80	0,31	18,1	70,7	52,9	72,6	33,7	Linear losses
2	Condensate pipeline (defrosting house №2)	6,1	9,1	11,6	15,2	6,1	13,1	12,3	11,1	0,3	0,96	100	3	80	0,31	18,2	191,2	52,9	196,3	261,3	
3	Steam pipe (defrosting house №2)	4	2,9	3,4	3,8	4,4	5	4,6	4,0	0,3	0,96	200	3	100	0,5	16,9	98,3	150,3	62,6	-34,6	Linear losses
4	Steam pipe (defrosting house №2)	5,1	5,9	2,8	2,3	2,5	3,3	3,9	3,7	0,3	0,96	200	3	100	0,5	16,8	89,6	150,3	57,0	-40,4	
5	Steam pipe (defrosting house №2)	0,9	0,5	0,6	1	1,9	0,7	2,6	1,2	0,3	0,96	200	3	100	0,5	16,8	23,0	150,3	14,7	-84,7	Removal 90°
6	Steam pipe (defrosting house №2)	3,1	2,2	1,8	2,1	0,9	1,5	2,2	2,0	0,3	0,96	200	3	100	0,5	16,8	44,2	150,3	28,1	-70,6	
																					Linear losses

Using the dependence of Eq.1 the power (Q_1) of the defrosting house in the "hot" reserve was defined:

$$Q_1 = 6,70 - 0,05 = 6,65 \text{ MW.}$$

Thus, the measurements carried out during the start-up and operation of the unit for defrosting wagons №2 in the "hot" reserve showed that the "idle" power of the unit - 6.65 MW (about 11 tons of steam per hour) - is close in its size to the nominal

power. A similar picture is typical for large thermal objects (for example, chambers for heat-humidity treatment of reinforced concrete structures), in which the regenerative heat consumption for heating and maintaining parameters in the chambers is many times higher than the useful used heat.

The variant of modernization of the scheme of the energy principle of the defrosting house according to the conclusions described above is shown in Fig. 7.

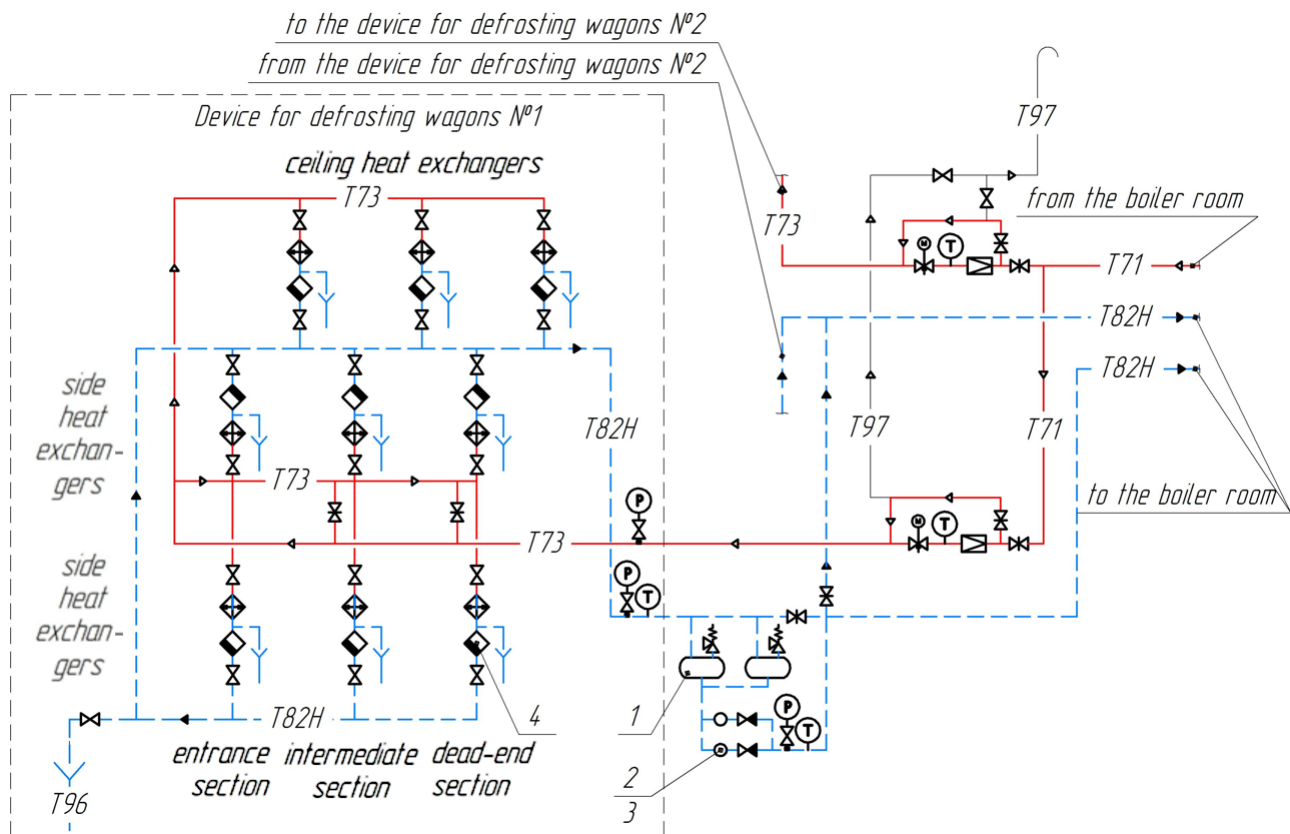


Fig. 7. Basic energy diagram of the modernized steam supply system of technological defrosting houses (modernization positions: 1 – condensate collecting tank, 0.005 MPa; 2 – Ks-12-50 condensate transfer pump; 3 – device for frequency regulation of the Ks-12-50 Danfoss VLT 2800 A3 pump drive, 4 – Spirax Sarco FT14HC steam trap). Other designations correspond to the designations given in Fig. 2)

Characteristic of the upgraded system:

1. Operation in stationary and periodic modes ("hot" steam supply to the condensate pipeline is excluded, it becomes possibility to adjusting the system power).
2. Transportation of subcooled condensate is provided by a transfer pump (eliminating the need to maintain a minimum overpressure in the system).
3. The thermal resistance of the enclosing structures of the building has been increased (the amount of recuperative heat loss through the enclosure is reduced).
4. Heat losses in steam and condensate pipelines are reduced (due to the increase in the thermal resistance of the heat-insulating layer, the amount of path heat losses in the system is reduced).

The changes made both in the design of the heat supply system and in the design of the defrosting house allow to maintain the value of specific energy consumption at the level of 0.11...0.34 Gcal/(h·wagon) in the mode of its periodic operation. Additional measures for the modernization of the object allow to obtain the value of specific energy consumption of less than 0.11 Gcal/(h·wagon), namely:

a) modernization of steam and condensate management with laying near the main steam line of the condensate pipeline-satellite (allows to refuse the practice of "hot" reserves of technological equipment);

b) partial replacement of steam heating devices to gas infrared systems (it is important to follow the balance here, since as a rule, steam boiler houses of industrial facilities have a backup fuel supply, which allows increasing the facility's energy independence);

c) transition from convective heating devices to infrared (allows to keep the air temperature in the defrosting house building lower).

Conclusions. The main condition that ensures the reduction of heat consumption consists either in reducing the parameters in the working mode of the unit during the periods of "hot" reserve, or in the complete shutdown of the defrosting house in the absence of a useful load. In the first case, there will be a power reduction, directly proportional to the decrease in the temperature pressure, the implementation of such a scenario is possible when switching from a gravity condensate return system to a system with forced condensate return. The second case, in addition to the transition to a system with forced return of condensate, requires additional modernization of the main steam pipeline with the laying of a condensate pipeline-satellite, necessary for the constant removal of accompanying condensate and prevention of the danger of "freezing" of the system. Besides, additional insulation is needed by the condensate pipes from the defrosting house №2. The proposed variant of modernization of the scheme of the energy principle of the defrosting house gives higher effectiveness and durability.

References

1. Viktorelius, Martin, and Monica Lundh. "Energy Efficiency at Sea: An Activity Theoretical Perspective on Operational Energy Efficiency in Maritime Transport." *Energy Research & Social Science*, vol. 52, June 2019, pp. 1-9 [in English].
2. Ma, Lin, et al. "A Multi-Objective Energy Efficiency Optimization Method of Ship Under Different Sea Conditions." *Ocean Engineering*, vol. 290, Dec. 2023, <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2023.116337> [in English].

3. Baccelli, Oliviero, and Pietro Morino. "The Role of Port Authorities in the Promotion of Logistics Integration Between Ports and the Railway System: The Italian Experience." *Research in Transportation Business & Management*, vol. 35, June 2020, <https://doi.org/10.1016/j.rtbm.2020.100451> [in English].
4. Lytvynenko, Larysa, et al. "Prospects of Using the Urban Railway for Logistics Support of Urban Areas." *Transportation Research Procedia*, vol. 63, 2022, pp. 1199-204, <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2022.06.125> [in English].
5. Hricova, Romana. "The Current Status of East Slovakian Transshipment Points and the Possibilities of Their Further Development." *Acta Logistica*, vol. 09, no. 04, Dec. 2022, pp. 379-86, <https://doi.org/10.22306/al.v9i4.328> [in English].
6. Romanova, G., et al. "To Solve the Challenges of Coal Export Issues by Marine Terminals in the Primorsky Region by Analysis of Cargo Handling Technology." *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 988, no. 3, Feb. 2022 [in English].
7. Zapalowicz, Zbigniew, and Lech Biały. "Calculation Methodology of Defrosting Room for Rail Cars." *Applied Mechanics and Materials*, vol. 831, Apr. 2016, pp. 151-61 [in English].
8. Goncharenko, Yuriy B., et al. "Numerical Simulation of the Heat Transfer Process in the Radiation-Convective Defrosting Device." *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*, vol. 10, no. 3, May 2017, pp. 435-43 [in English].
9. Bezovsky, Marek, et al. "Energy Demand and Comparison of Current Defrosting Technologies of Frozen Raw Materials in Defrosting Tunnels." *Applied Energy*, vol. 87, no. 8, Aug. 2010, pp. 2447-54, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.02.031> [in English].
10. Kortmann, W. "Defrosting Equipment as a Means of Emptying Frozen Railway Wagons." *VGB Kraftwerkstechnik (English Issue); (Germany)*, vol. 73, no. 9, Sep. 1993 [in English].
11. Pikashov, V. S., et al. "Study of the Influence of Coverings of Extended Radiating Pipes on Their Heat Radiation, When Heating Large Objects and Heating Industrial Rooms." *Energy Technologies & Resource Saving*, no. 2, June 2020, pp. 19-26, <https://doi.org/10.33070/etars.2.2020.03> [in English].
12. Dorogova, E. Y., and Y. B. Honcharenko. *Effektivnost raboty vagonorazmrazhivayushih ustrojstv OAO «Vostochnyj port»*. Vologdinskije chteniya, 2004 [in Russian].
13. Pohosov, O. H., et al. "Suchasni systemy teplo- ta paropostachannia promyslovykh pidpriemstv pry zastosuvanni hlybokoi utylizatsii enerhetychnoho potentsialu tekhnolohichnoi pary." *Ventyliatsiia, osvittlennia ta teplohaazopostachannia*,

vol. 45, Nov. 2023, pp. 42-51, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2023.45.42-51> [in Ukrainian].

14. Tanuma, Tadashi. *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*. Woodhead Publishing, 2022 [in English].

15. Jafari, Seid Mahdi. *Thermal Processing of Food Products by Steam and Hot Water: Volume 4*. Woodhead Publishing, 2022 [in English].

16. DP «Derzhavnyi naukovo-doslidnyi instytut budivelnykh konstrukttsii» (NDIBK). *Zakhyst vid nebezpechnykh heolohichnykh protsesiv, shkidlyvykh ekspluatatsiinykh vplyviv, vid pozhezhi. Budivelna klimatolohiia*. DSTU-N B V.1.1-27:2010 [in Ukrainian].

17. NDIPI «Teploproekt». *SNyP 2.04.14-88 Teplova izoliatsiia obladnannia i truboprovodiv*. SNyP 2.04.14-88 [in Ukrainian].

18. Proektnyi ta naukovo-doslidnyi instytut po hazopostachanniu, teplopostachanniu ta kompleksnomu blahoustroiu mist i selyshch Ukrainy (UkrNDIlinzhproekt). *DBN V.2.5-39:2008 inzhenerne obladnannia budynkiv i sporud. zovnishni merezhi ta sporudy. teplovi merezhi. zi zminoiu № 1*. DBN V.2.5-39:2008 [in Ukrainian].

19. Natsionalna komisiia, shcho zdiisniuie derzhavne rehuliuвання u sferakh enerhetyky ta komunalnykh posluh. *Postanova vid 30.09.2015 № 2494 Pro zatverdzhennia Kodeksu hazorozpodilnykh system* [in Ukrainian].

20. Minakovskiy, V. M., and A. S. Solomakha. *Tekhnichna termodynamika: Pryklady, zadachi ta typovi rozrakhunky. Chastyna persha*. KPI im. Ihoria Sikorsko-ho, 2017 [in Ukrainian].

21. DP «Derzhavnyi naukovo-doslidnyi instytut budivelnykh konstrukttsii» (NDIBK). *DSTU B EN 13187:2011 teplovi kharakterystyky budivel. yakisne vyivlennia teplovykh vidmov v ohorodzhualnykh konstrukttsiakh. infrachervonyi metod (EN 13187:1998, IDT)*. DSTU B EN 13187:2011 [in Ukrainian].

22. Konstantynov, Yu. M. *Hidravluka*. Vyshcha shkola, 1988 [in Ukrainian].

УДК 629.4:621.1

головний науковий співробітник **Андрій Тимошенко**,

a_timoshchenko@ukr.net, ORCID 0000-0001-6840-5491,

Інститут технічної теплофізики НАН України

доцент **Олександр Погосов**,

pogosov_aleksandr@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2158-8897,

доцент **Павло Пасічник**,

pasichnik.pavlo@gmail.com, ORCID 0000-0001-8499-6949,

асистент **Євген Кулінко**,

yevhen_kulinko@ukr.net, ORCID 0000-0002-8834-3600,

аспірант **Богдан Козячина**,

bohdankoziachyna@gmail.com, ORCID 0009-0000-6972-3862,

Київський національний університет будівництва і архітектури

Заступник директора з науково-технічної діяльності **Кирило Баранчук**,

uacs@danfoss.com, ORCID 0000-0003-4491-9396,

ТОВ з іі "Данфосс ТОВ"

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ПАРОПОСТАЧАННЯ ТА МОЖЛИВІ ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ НА ПРИКЛАДІ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ РОЗМОРОЖУВАННЯ ВАГОНІВ

***Анотація.** Системи паропостачання промислових підприємств різних сфер діяльності залишаються актуальними насамперед через теплофізичні особливості використання енергії фазових переходів водяної пари в процесі її конденсації. Крім того, в країнах Східної Європи традиційно значна кількість діючих котелень є паровими і вибір енергоносія визначається саме наявністю характерного джерела. Разом з тим, процеси вантажної логістики сьогодні забезпечуються переважно морським транспортом, а доставка в порти традиційно здійснюється залізничним транспортом, що, в свою чергу, вимагає використання системи розморожування і перевалювання сипучих продуктів. У статті наведено результати досліджень енергоспоживання пристроїв для розморожування вагонів портової інфраструктури та запропоновано схемні тепломеханічні рішення для модернізації системи паропостачання розморожувальної камери. За результатами дослідження наведено значення витрат теплової енергії на одиницю продукції за існуючого сценарію та після модернізації. Наведено характерні технологічні та теплотехнічні особливості існуючої схеми пристроїв для розморожування вагонів портової інфраструктури України та заходи з модернізації таких систем,*

впровадження яких дозволить досягти значного зниження споживання теплової енергії в маневрових нестационарних режимах роботи розморожувальних камер. Серед цих заходів: модернізація пароконденсатного господарства шляхом підвищення термічного опору теплоізоляції конденсатопроводів та встановлення насоса, а також часткова заміна парових пристроїв обігріву на газові інфрачервоні системи. Доцільність застосування інфрачервоної системи обігріву вагонів разом із паровими реєстрами обґрунтована.

Keywords: система паропостачання, енергетична ефективність, технологічний тепляк, пристрій розморожування вагонів, тепловтрати паропроводів.

УДК 536.24

професорка **Ольга Черноусенко**,
chernousenko20a@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1427-8068,
асистентка **Ольга Власенко**,
olgakytsak7@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8975-0873,
Національний технічний університет України
«КПІ імені Ігоря Сікорського»,
професор **Олександр Недбайло**,
nan_sashulya@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8218-3933,
Національний технічний університет України
«КПІ імені Ігоря Сікорського»,
Інститут технічної теплофізики НАН України,
професор **Станіслав Ткаченко**,
tkachenko@vntu.edu.ua, ORCID: ORCID 0000-0002-4654-2062,
Вінницький національний технічний університет

ІНТЕНСИВНІСТЬ ТЕПЛООБМІНУ В КРУГЛІЙ ТРУБІ ТЕПЛООБМІННИКА БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ

Проведено експеримент на портативній експериментальній установці для дослідження теплообміну модельних рідин і субстрату з наявної біогазової установки. Одержано масив експериментальних даних щодо коефіцієнта тепловіддачі модельних рідин і субстрату. Узагальнено результати дослідів щодо коефіцієнта тепловіддачі для модельних рідин. Одержано критеріальне рівняння теплообміну, що дозволяє розрахувати ці процеси. Висунуто гіпотезу, що це критеріальне рівняння теплообміну відповідає і субстрату. Для субстрату експериментально визначено густину, коефіцієнт температурного розширення, питому теплоємність, а також адитивно теплопровідність. З використанням критеріального рівняння теплообміну та визначених теплофізичних властивостей одержано в'язкість субстрату у відповідному діапазоні температури. За відомим критеріальним рівнянням теплообміну та визначеною в'язкістю отримано параметри інтенсивності теплообміну в круглій трубі теплообмінника біогазової установки.

Ключові слова: регулярний тепловий режим, субстрат, біогазова установка, теплофізичні властивості, експериментально-розрахунковий метод.

Вступ. Як відомо, при визначенні інтенсивності теплообміну потрібно врахувати площу поверхні теплообміну та властивості середовища, в якому передається теплота. Рекуперативні теплообмінники, що мають у своїй конструкції круглі труби, набули широкого застосування у різних промислових технологіях.

Біогазові технології передбачають велике за обсягом виробництво. В них застосовуються значні об'єми субстрату, теплофізичні властивості (ТФВ) якого, зазвичай, невідомі.

Останні дослідження та публікації. На сучасному етапі розвитку біогазових технологій виникають проблеми щодо термостабілізації процесів і прогнозуванню параметрів інтенсивності теплообміну [1 - 7]. На виробництві велика увага приділяється проблемам створення усталеного теплового режиму біореактору за умови зміни температури навколишнього середовища. Основним чинником для ефективного функціонування біореактору є дотримання в середині температури субстрату у визначеному діапазоні [8 - 15]. Процеси тепломасопереносу при отриманні біогазу недостатньо досліджені, адже склад субстрату є різноманітним. До того ж він є водночас багатофазним та багатокомпонентним середовищем [16 - 24]. Загально відомі методи прогнозування інтенсивності теплообміну в даному випадку не підходять і потребують оригінального специфічного підходу.

З інформаційних джерел [24, 25] відома широковживана методика розрахунку параметрів теплообмінника із використанням результатів аналізу регулярного теплового режиму (РТР) в системі «рідина - тверде тіло» за критеріальними рівняннями теплообміну для рідин із відомими ТФВ.

За умови наявності обмежених даних щодо ТФВ рідин запропоновано експериментально-розрахунковий метод (ЕРМ) для прогнозування значень параметрів інтенсивності теплообміну в таких середовищах. За попереднім досвідом ЕРМ ґрунтується на теорії подібності з дослідженнями лише параметрів окремих компонентів, з яких складаються субстрати [25].

Метою роботи є розроблення надійного методу прогнозування інтенсивності теплообміну в круглій трубі натурного теплообмінника в різних технологічних режимах, що мають місце в біогазових технологіях (із використанням критеріальних рівнянь теплообміну, але з обмеженою інформацією щодо ТФВ субстрату).

Матеріали і методи досліджень. У представлений роботі використовується удосконалений ЕРМ (рис. 1), що базується на сумісному використанні теорії подібності та аналізі параметрів регулярного теплового режиму. Під час проведення досліджень був використаний реальний субстрат з діючої біогазової установки (БГУ).

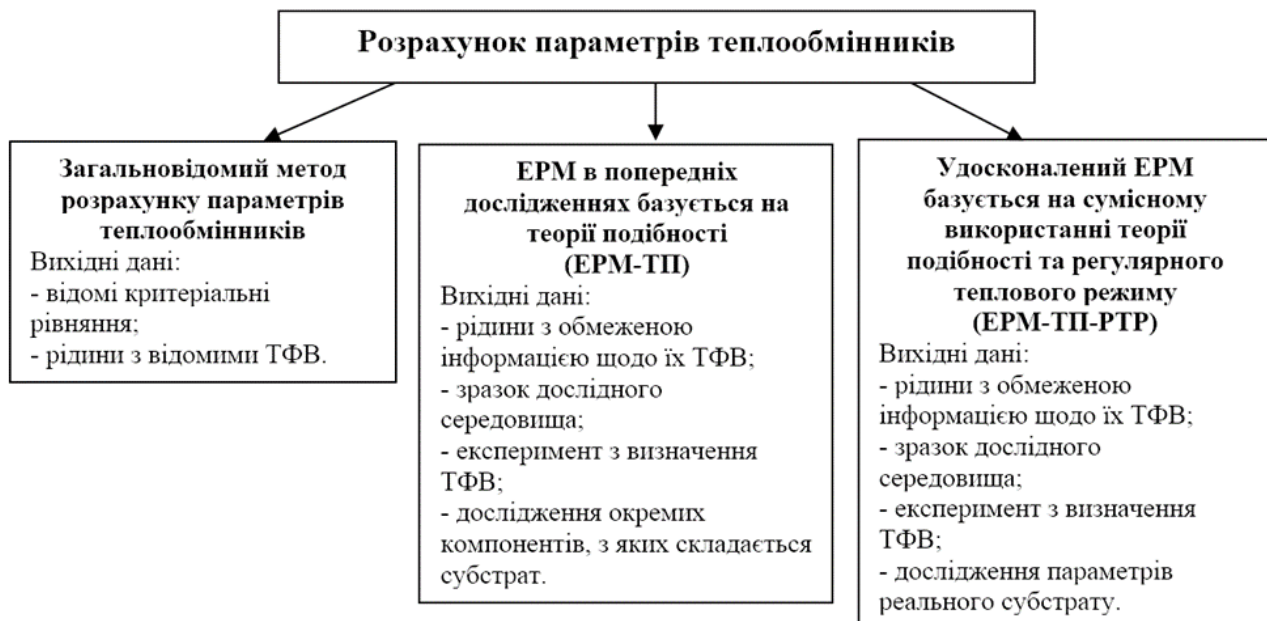


Рис. 1. Характеристики основних методів розрахунку параметрів рекуперативних теплообмінників

Причиною високої інтенсивності теплообміну є безпосередній контакт речовин на граничних поверхнях фаз, що повинен підтримуватися безперервним оновленням цих поверхонь завдяки постійному перемішуванню субстрату. Однак такий процес можна реалізувати тільки в тому випадку, коли в'язкість субстрату дозволяє рівномірне перемішування рідини, зважених твердих частинок, а також бактерій та бульбашок механічної суміші газів. Верхня межа концентрації твердих частинок, за якої ще можливе вільне перемішування фаз, для субстрату з дрібнодисперсною суспензією твердих речовин відповідає 10...12%. За більших значень вихід газу значно зменшується. Шляхом інтенсивного перемішування та відповідного підведення теплоти вплив небажаного ефекту можна суттєво зменшити. Для цього потрібно обмежити швидкість руху субстрату в діапазоні $0,5 \leq w \leq 0,6$ м/с та нагрівання (охолодження) в діапазоні $\Delta T \pm 1,5^\circ\text{C}$ [26 - 27].

Пропонується наступний алгоритм визначення в'язкості субстрату:

- проводяться експериментальні дослідження теплообміну;
- аналізуються параметри субстрату з обмеженою інформацією щодо його ТФВ та рідини з відомою інформацією по ТФВ;
- визначаються параметри РТР в системі «рідина - тверде тіло»;
- визначається темп охолодження (нагрівання) субстрату та аналогічних відомих рідин;
- за темпом охолодження (нагрівання) субстрату підбирається модельна рідина;

- користуючись ознаками РТР, визначаються значення параметрів інтенсивності теплообміну в середовищах, що досліджуються;
- з наявного масиву експериментальних даних виводиться критеріальне рівняння для параметрів модельної рідини із припущенням, що параметри субстрату йому також відповідають;
- виділяються комплекси фізичних величин (КВФ), що складаються із основних теплофізичних властивостей;
- доступними методами визначається густина ρ , температурний коефіцієнт розширення β , питома масова теплоємність C_p ; а також, за адитивними властивостями, теплопровідність λ субстрату.
- визначається в'язкість в діапазоні зміни значень температури біотехнологічного процесу.

Експериментальні дослідження проводились в термодинамічній системі «навколишнє середовище I – тіло II», де «навколишнє середовище I» – вода, а «тіло II» – рідинне середовище (субстрат) в тонкій металевій циліндричній оболонці в умовах вимушеної конвекції (використання перемішуючого пристрою з діаметром пропелера 0,08 м та частотою обертання, що могла змінюватись межах 32 - 160 об./хв.).

Схема експериментального стенду [28, 29] показана на рис. 2.

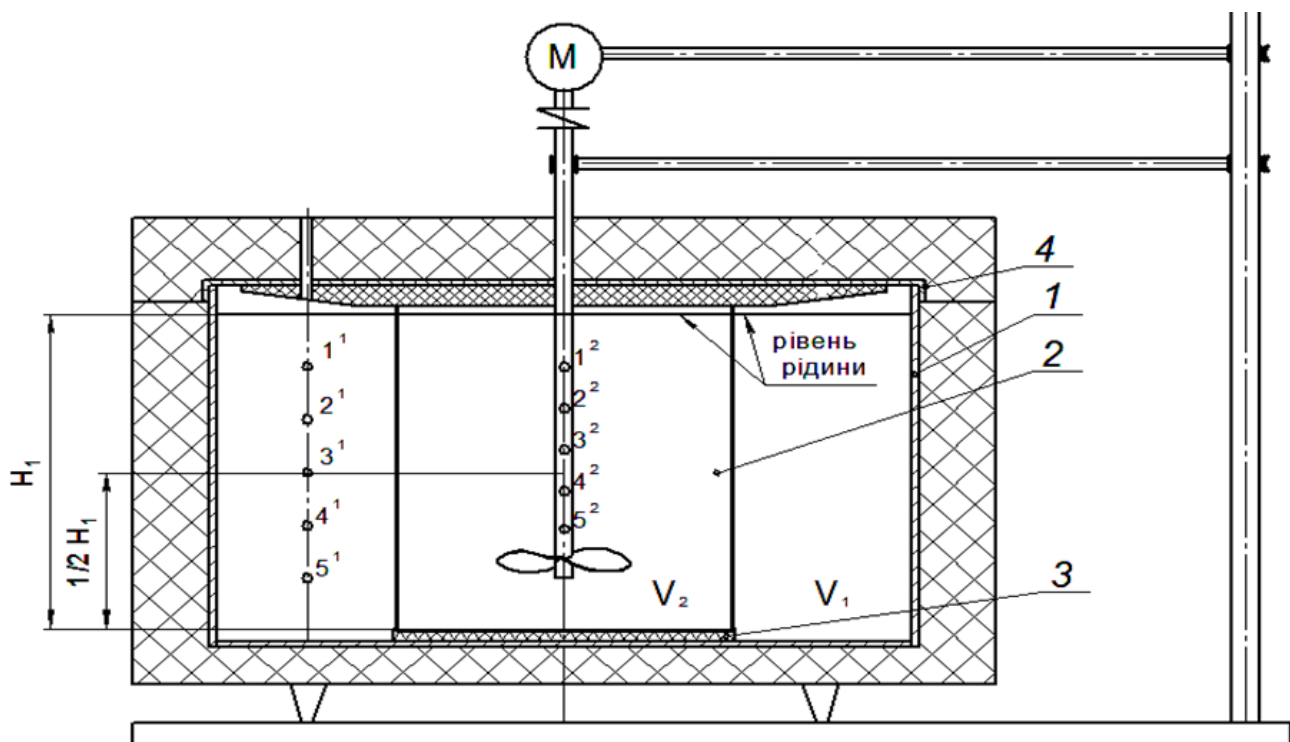


Рис. 2. Схема експериментального стенду:

1 – зовнішня посуда; 2 – внутрішня посуда; 3 – теплоізоляційна підставка; 4 – кришка; $1^1 \dots 5^1$, $1^2 \dots 5^2$ – місця вимірювання значень температури, відповідно, у зовнішній та внутрішній посудинах

На прикладі нагрівання субстрату проведення експерименту здійснювалось наступним чином. У зовнішню посудину 1 заливається гаряча вода, у внутрішню 2 – дослідна рідина. Після чого внутрішня посудина розміщується в зовнішній із додатковими діями щодо досягнення однаковості рівня рідин. Установка закривається кришкою 4. При цьому оболонка експериментальної установки теплоізолювана ззовні від довкілля (в т.ч. окремо має місце теплоізоляційна підставка 3, що розділяє днища посудин). Надалі, за допомогою термоелектричних перетворювачів, здійснюється вимірювання значень температури у зовнішньому та внутрішньому об'ємах через визначений проміжок часу. Дослід закінчується після зрівняння значень в межах 3...5°C. Фіксування дослідних даних відбувається одночасно в десяти місцях по середині кожного з утворених об'ємів із автоматичним записом на портативному комп'ютері.

Результати досліджень отримані для цукрових розчинів із концентрацією $C = 50; 60\%$ при значеннях частоти обертання пропелерної мішалки 26; 34; 54; 114; 154 об./хв., яким відповідають характерні лінійні швидкості на крайній точці пропелера $w = 0,11; 0,14; 0,23; 0,48; 0,65$ м/с (рис. 3). Тут характерна швидкість $\bar{w} = \pi \cdot n \cdot d_m / 60$, м/с; де n – частота обертання ротора мішалки, об./хв.; $d_m = 0,08$ м – діаметр пропелера. В розрахунках прийнято, що характерна швидкість руху рідини дорівнює половині значення лінійної швидкості руху крайньої точки пропелера мішалки $w_{\max}$.

Встановлено, що в термодинамічній системі «навколишнє середовище I – тіло II» мають місце ознаки регулярного теплового режиму. Про це свідчить сталість темпу охолодження (нагрівання) в досліджуваному рідинному середовищі [30] $m = (\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2) / (\tau_1 - \tau_2) = \text{const}$, де ϑ_1, ϑ_2 – надлишкова середньооб'ємна температура досліджуваного рідинного середовища в циліндричній посудині зі сторони води відповідно в моменти часу τ_1 і τ_2 , $\vartheta = |\bar{T}_1 - \bar{T}_2|$, °C.

Криві (рис. 3) представляють результати апроксимації залежності логарифму надлишкової осередненої температури дослідної рідини у внутрішній посудині від часу $\ln \vartheta = m \cdot \tau + C$, де m – темп охолодження (нагрівання), C – константа.

У світовому досвіді наявне вивчення теплообміну з потоками рідких суспензій. Опр та інші для різних суспензій, з похибкою $\pm 20\%$ при $\eta_{\text{п}} = \eta \cdot (1 - \beta/\beta_0)^{-1,8}$, де η – в'язкість, отримали

$$\text{Nu}_{\text{п}} = 0,027 \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot (\eta/\eta_{\text{п}})^{0,14}. \quad (1)$$

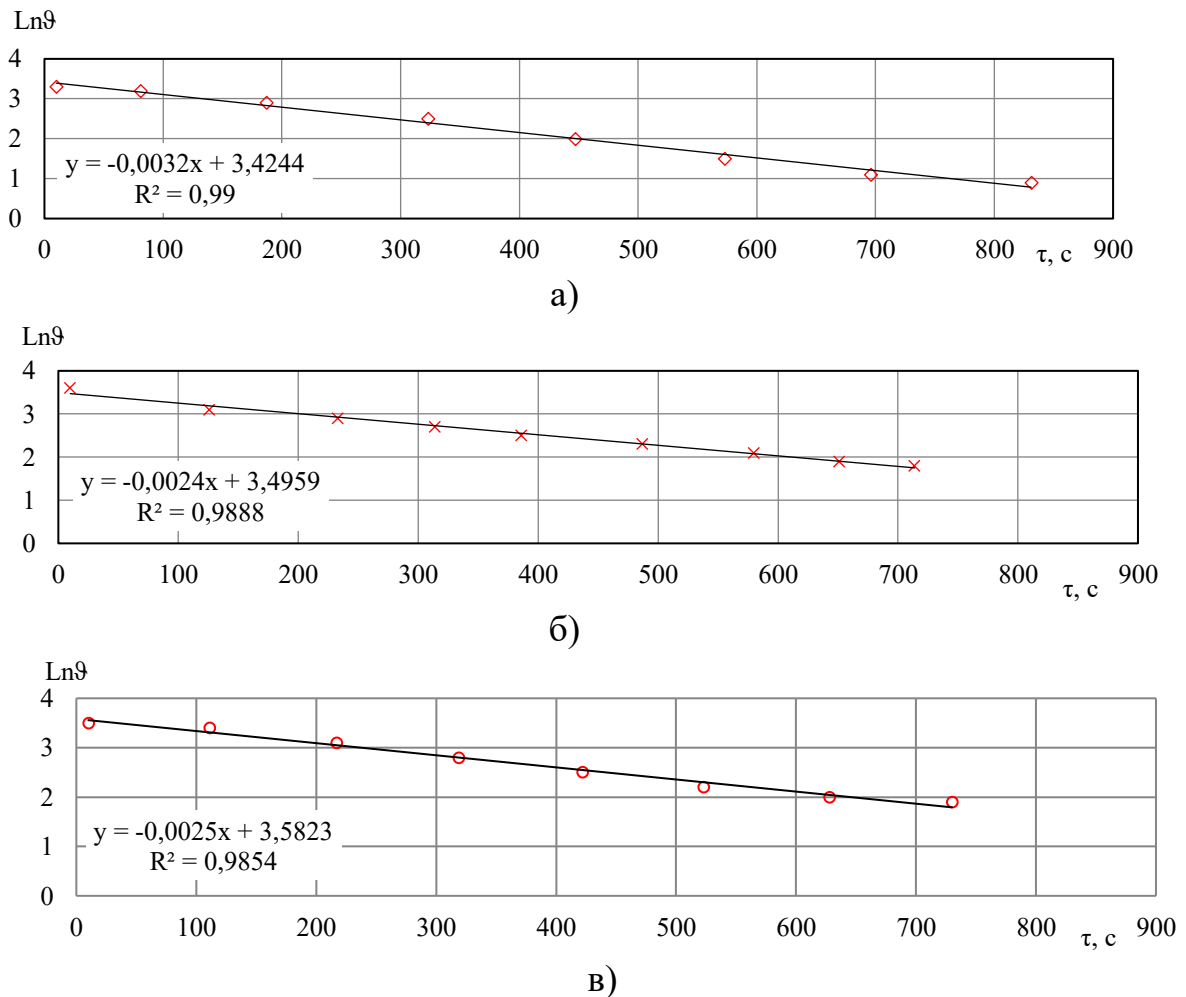


Рис. 3. Зміна надлишкової температури з часом в умовах нагрівання цукрового розчину з концентрацією $C = 60\%$ при значеннях швидкості w , м/с: а) 0,22; б) 0,28; в) 0,45

З використанням програми Statistica виводиться критеріальне рівняння (2) для модельних рідин, що описує теплообмін (рис. 4) у тонкостінному металевому циліндрі

$$Nu_2 = 0,0387 \cdot Re^{0,625} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot (\eta/\eta_n)^{0,14}, \quad (2)$$

що достовірно в межах $100 < Re < 14000$, $25 < Pr < 250$, де Nu_2 – число Нуссельта; $Re = w \cdot H / \nu$ – число Рейнольдса; $Pr_p = \nu / a$ – число Прандтля для середньооб'ємної температури рідинного середовища; ν – кінематична в'язкість рідинного середовища, m^2/s ; a – коефіцієнт температуропровідності, m^2/s ; H – визначальний лінійний розмір, м.

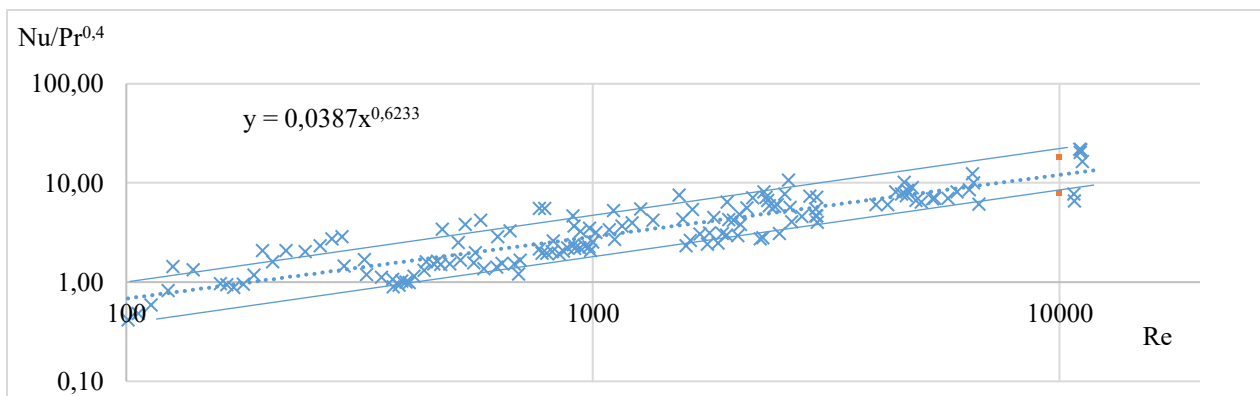


Рис. 4. Узагальнення результатів експериментів

При обробленні експериментальних даних поправка на неізотермічність $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$ оцінюється в межах 0,97 – 1,04, тому при отриманні критеріального рівняння не була використана.

Після проведення реструктуризації критеріальне рівняння (2) приймає вигляд

$$\bar{\alpha}_2^{PTP} = 0,0387 \cdot \bar{w}^{0,62} \cdot l^{-0,38} \cdot \text{КФВ}_{(-v)} \cdot \nu^{-0,22}, \quad (3)$$

де $\bar{\alpha}_2^{PTP}$ – коефіцієнт тепловіддачі між внутрішньою поверхнею тонкостінного металевого циліндра і дослідним рідинним середовищем, що визначений методом РТР [30];

$\bar{w}$ – характерна швидкість на крайній точці пропелера, м/с;

$l = 0,08$ м – діаметр мішалки;

$\text{КФВ}_{(-v)}$ – комплекс фізичних властивостей без врахування кінематичної в'язкості ν_2 дослідного рідинного середовища,

β_2 – коефіцієнт температурного розширення, K^{-1} ;

ρ_2 – густина, $кг/м^3$;

C_{p2} – питома теплоємність, $Дж/(кг \cdot K)$;

λ_2 – коефіцієнт теплопровідності, $Вт/(м \cdot K)$.

Згідно реструктуризованого рівняння (3) параметр $\nu^{-0,22}$ характеризує вплив в'язкості на коефіцієнт тепловіддачі α_2 .

Комплекс фізичних властивостей КФВ

$$\text{КФВ} = \rho_2^{0,4} \cdot C_{p2}^{0,4} \cdot \lambda_2^{0,6} \cdot \nu^{-0,22}. \quad (4)$$

Відомо існування РТР в твердому тілі та в термодинамічній системі твердих тіл. Нами вперше встановлено існування РТР в системі «субстрат - тверде тіло» під час його охолодження (нагрівання) в умовах вільної та

вимушеної конвекції. Завдяки чому коефіцієнт тепловіддачі визначений методом РТР [30].

Коефіцієнт тепловіддачі за умов РТР

$$\bar{\alpha}_2^{\text{РТР}} = \frac{1}{\frac{1}{k_{\text{експ}}} - \frac{F\psi}{mC_{p1}}}, \quad (5)$$

де ψ – коефіцієнт нерівномірності розподілу температур в тілі;

$k_{\text{експ}}$ – експериментальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

F – площа поверхні теплообміну тонкостінного металевого циліндра, м².

На рис. 6 і 7 наводиться порівняння в'язкісних параметрів, відповідно, що визначені експериментально $\nu_{\text{експ}}^{-0,22}$ для цукрового розчину з концентрацією $C = 50\%$ і $C = 60\%$ та табличного $\nu_{\text{табл}}^{-0,22}$ з [31] при різній частоті обертання ротора пропелерної мішалки.

За різної частоти в'язкісний параметр має бути однаковим, що видно з рис. 8.

Якщо в'язкісний параметр субстрату, за умови різної частоти, буде мати розбіжність не більше $\pm 40\%$, то у відповідності до вищенаведеного алгоритму, він може бути використаний для методологічного переходу до в'язкісного параметру в круглій трубі:

- визначається число Рейнольдса в трубі теплообмінника;
- згідно визначеного режиму руху в трубі з довідникових джерел підбирається критеріальне рівняння;
- користуючись теплофізичними властивостями, що знайдені за допомогою ЕРМ, визначаються параметри інтенсивності теплообміну в трубі теплообмінника біогазового реактора.

Для прикладу, нижче розрахована інтенсивність теплообміну в круглій трубі теплообмінника біогазової установки. Приймається перехідний режим течії в круглій трубі. З літературних джерел критеріальне рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі в прямих трубах в перехідній області течії рідини ($2300 < Re < 10000$)

$$\overline{Nu}_2 = 0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr_p^{0,43}. \quad (6)$$

Після проведення реструктуризації критеріальне рівняння (6) набуває вигляду

$$\bar{\alpha}_2 = 0,008 \cdot \bar{w}^{0,9} \cdot l^{-0,1} \cdot \rho_2^{0,43} \cdot C_{p2}^{0,43} \cdot \lambda_2^{0,57} \nu^{-0,47}. \quad (7)$$

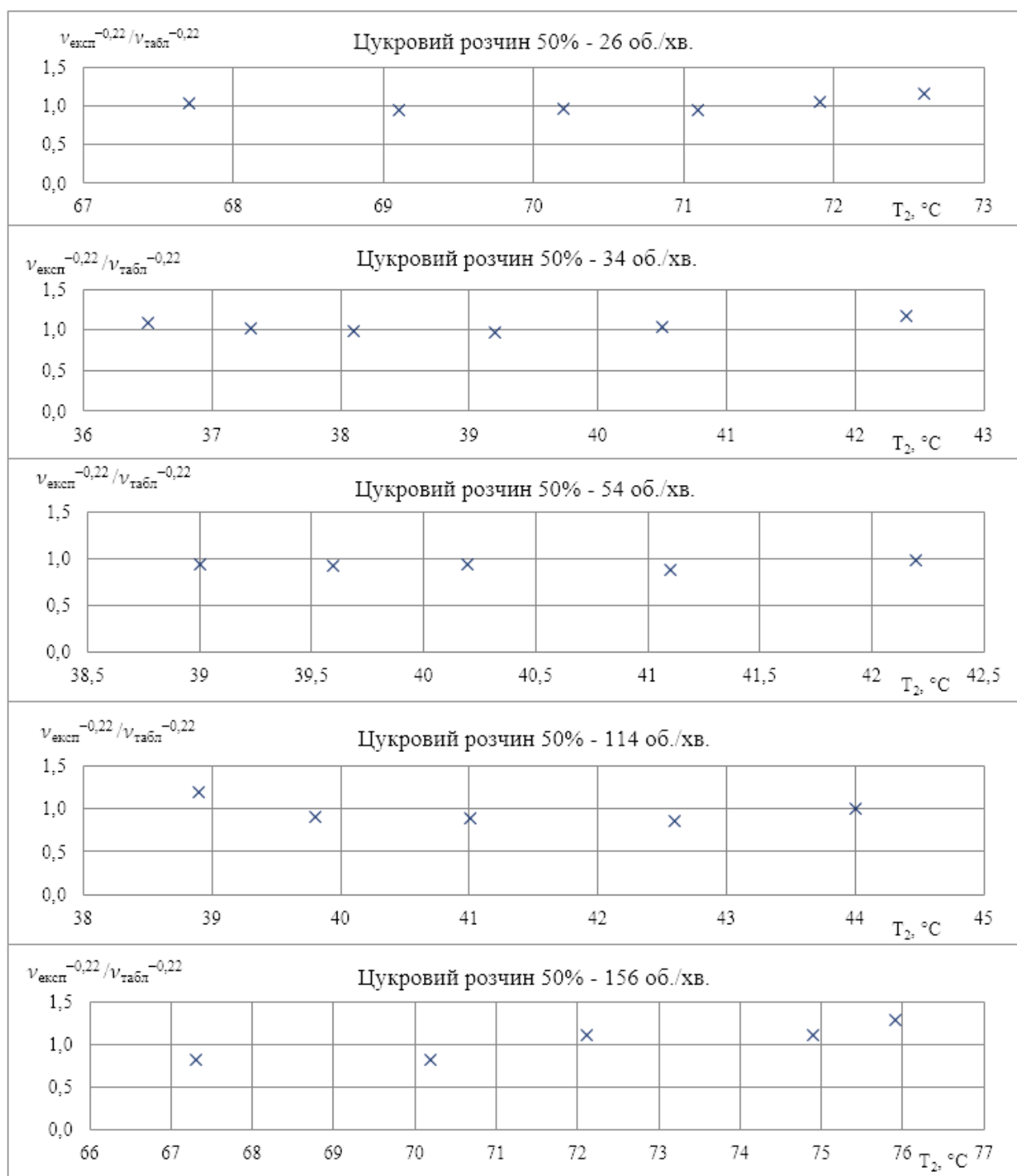


Рис. 6. Зіставлення відношення в'язкісних показників $\nu_{\text{експ}}^{-0,22} / \nu_{\text{табл}}^{-0,22}$ в залежності від температури в умовах вимушеної конвекції для цукрового розчину з концентрацією $C = 50 \%$

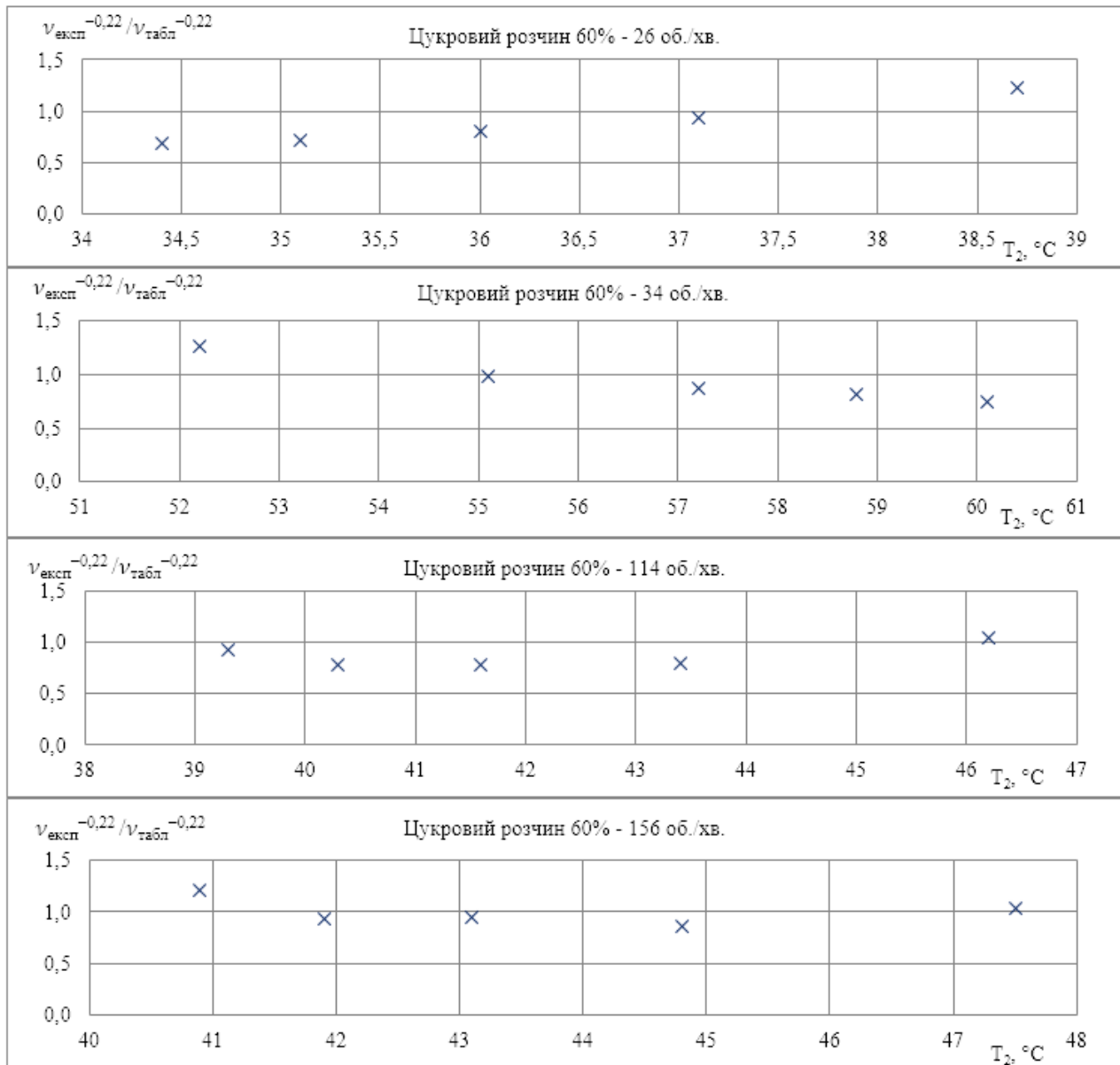


Рис. 7. Зіставлення відношення в'язкісних показників $\nu_{\text{експ}}^{-0,22} / \nu_{\text{табл}}^{-0,22}$ в залежності від температури в умовах вимушеної конвекції для цукрового розчину з концентрацією $C = 60 \%$.

До розрахунків приймалась сталевая труба з діаметрами (внутрішній/зовнішній) 50/57 мм та заданою швидкістю течії рідинного середовища в середині 0,4 – 0,6 м/с.

Прогнозований коефіцієнт тепловіддачі (рис. 9) в круглій трубі для субстрату складає при цьому 1000 – 2100 Вт/(м²·К). Умовою визначення коефіцієнта тепловіддачі в круглій трубі $\bar{\alpha}_{2T}$ є швидкість руху субстрату не більше 0,6 м/с задля запобігання порушенню біотехнологічних процесів [33, 33].

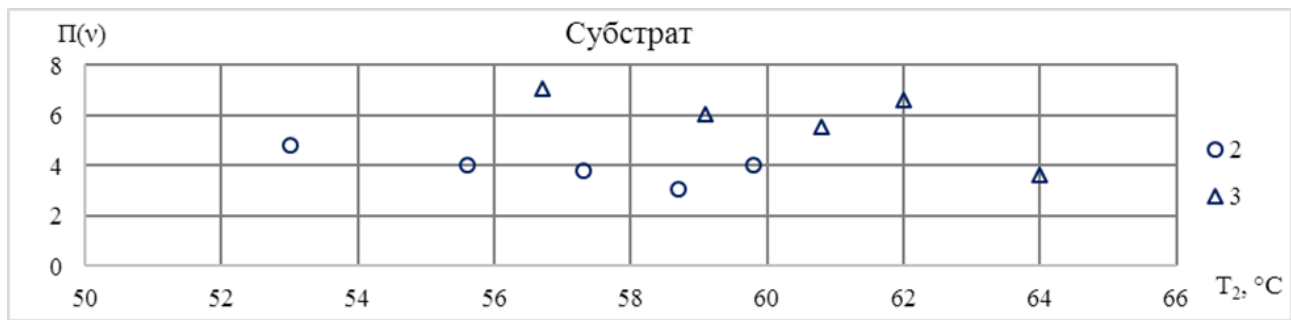


Рис. 8. В'язкісний параметр субстрату в залежності від температури з частотою обертання пропелерної мішалки n , об./хв.:
2 – 114; 3 – 156.

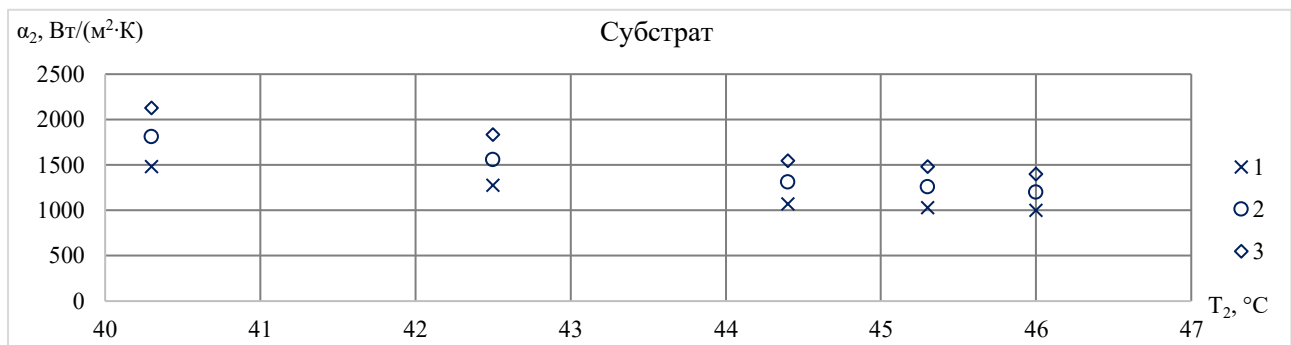


Рис. 9. Значення коефіцієнту тепловіддачі в круглій трубі в умовах нагрівання рідинного середовища при швидкості течії w , м/с:
1 – 0,4; 2 – 0,5; 3 – 0,6.

При визначенні α_2 методом РТР використовуються темп охолодження (нагрівання) m і коефіцієнт нерівномірного розподілу температур ψ , що розраховані для всього процесу теплообміну коли високі різниці температур ΔT . При цьому відсутня потреба у використанні методів послідовних наближень (при розрахунку коефіцієнта тепловіддачі α_1), що підвищує вірогідність визначення коефіцієнта тепловіддачі α_2 .

Висновки. Використання запропонованого ЕРМ надає можливість в умовах обмеженої інформації щодо теплофізичних та реологічних властивостей рідинного середовища спрогнозувати параметри інтенсивності теплообміну в трубі теплообмінника, що використовується в біогазових технологіях.

References

1. Geletukha G., Kucheruk P., Matveev Y. Prospects of biomethane production and use in Ukraine. UABio Position Paper. 2014. № 11.
2. Heletukha H., Kucheruk P., Matvieiev Yu. Perspektyvy vyrobnytstva ta vykorystannia biohazu v Ukraini: Analitychna zapyska. № 11. Kyiv, Bioenerhetychna asotsiatsiia Ukrainy, 2014. 42 s.
3. Zema D., Fòlino A., Zappia G., Calabrò P., Tamburino V., Zimbone S. Anaerobic digestion of orange peel in a semi-continuous pilot plant: An environmentally sound way of citrus waste management in agro-ecosystems. Science of The Total Environment. 2018.
4. Ecem Oner B., Akyol C., Bozan M., Ince O., Aydin S., Ince B. Bioaugmentation with *Clostridium thermocellum* to enhance the anaerobic biodegradation of lignocellulosic agricultural residues. Bioresour Technol. 2018.
5. Lindmark J., Thorin E., Bel Fdhila R., Dahlquist E. Effects of mixing on the result of anaerobic digestion: Review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2014.
6. Tian L., Zou D., Yuan H., Wang L., Zhang X., Li X. Identifying proper agitation interval to prevent floating layers formation of corn stover and improve biogas production in anaerobic digestion. Bioresour Technol, 2015. P. 1 - 7.
7. Klingenberg D., Root T., Burlawar S., Scott C., Bourne K., Gleisner R., et al. Rheometry of coarse biomass at high temperature and pressure. Biomass and Bioenergy, 2017; 99:69-78.
8. Kress P., Nagele H., Oechsner H., Ruile S. Effect of agitation time on nutrient distribution in full-scale CSTR biogas digesters. Bioresour Technol. 2018. P. 1 - 6.
9. Chen J, Wu J, Ji X, Lu X, Wang C. Mechanism of waste-heat recovery from slurry by scraped-surface heat exchanger. Applied Energy. 2017. P. 146 - 155.
10. Li Y, Xu F, Li Y, Lu J, Li S, Shah A, et al. Reactor performance and energy analysis of solid state anaerobic co-digestion of dairy manure with corn stover and tomato residues. Waste Manag. 2018.
11. El-Mashad H.M., van Loon W.K., Zeeman G., Bot G.P. Rheological properties of dairy cattle manure. Bioresour Technol. 2005.
12. Achkari-Begdouri A. Rheological Properties of Moroccan Dairy Cattle Manure. Bioresour Technol. 1992.
13. Achkari-Begdouri A., Goodrich P. Rheological properties of Moroccan dairy cattle manure. Bioresource Technology. 1992. P. 149 - 156.
14. Tian L., Shen F., Yuan H., et al. Reducing agitation energy-consumption by improving rheological properties of corn stover substrate in anaerobic digestion. Bioresource Technology. 2014. P. 86 - 91.

15. Viamajala S., Mcmillan J.D., Schell D.J., et al. Rheology of corn stover slurries at high solids concentrations – Effects of saccharification and particle size. *Bioresource Technology*. 2009.
16. Heletukha H., Kucheruk P., Matveev Yu., Khodakovskaia T. Perspektivy proyzvodstva biyohaza v Ukrainy. *Vozobnovliaemaia enerhetyka*. 2011. №3. S.73 – 77.
17. Müller C. Anaerobic digestion of biodegradable solid waste in low-and middle-income countries. *Sandec report*. 2007. P. 7.
18. Biogas barometer. *Eurobserv'er*. November 2017.
19. Zareei S., Khodaei J. Modeling and optimization of biogas production from cow manure and maize straw using an adaptive neuro-fuzzy inference system. *Renewable Energy*. 2017.
20. Tian L., Shen F., Yuan H., et al. Reducing agitation energy-consumption by improving rheological properties of corn stover substrate in anaerobic digestion. *Bioresource Technology*. 2014. P. 86 - 91.
21. Viamajala S., Mcmillan J., Schell D., et al. Rheology of corn stover slurries at high solids concentrations. Effects of saccharification and particle size. *Bioresource Technology*. 2009.
22. Dehkordi K., Fazilati M., Hajatzadeh A. Surface Scraped Heat Exchanger for cooling Newtonian fluids and enhancing its heat transfer characteristics, a review and a numerical approach. *Applied Thermal Engineering*. 2015. P. 56 - 65.
23. S Yang, L Zhang, H Xu, Experimental study on convective heat transfer and flow resistance characteristics of water flow in twisted elliptical tubes, *Applied Thermal Engineering*, 2011.
24. Angelidaki, I., Ellegaard, L., 2003. Codigestion of manure and organic wastes in centralized biogas plants. *Appl. Biochem. Biotechnol*.
25. Tkachenko S.I., Pishenina N.V. Novi metody vyznachennia intensyvnosti teploobminu v systemakh pererobky orhanichnykh vidkhodiv: monohrafiia. Vinnytsia: VNTU, 2017. 234 s.
26. Semenenko Y.V. Proektyrovanye biyohazovikh ustanovok. Kyiv. Tekhnyka, 1992. 346 s.
27. Nykytyn H.A. Metanovoe brozhenye v byotekhnolohiy. Uchebnoe posobie. Kyiv. Vyshcha shkola, 1990. 207 s.
28. Tkachenko S., Vlasenko O., Resident, N., Stepanov D., Stepanova N. Cooling and of the fluid in the cylindrical volume. *Acta Innovations*. 2021. No. 42. P. 15-26. doi: 10.32933/ActaInnovations.42.2.
29. Tkachenko S.I., Vlasenko O.V., Stepanova N.D., Pavlovych Ye.O. Nestatsionarnyi teploobmin u vertykalnomu tsylindrychnomu ob'emi, zapovnenomu ridynoiu. *Visnyk VPI*. 2022. № 1. S. 16 – 20.

30. Tkachenko S., Vlasenko O., Rezydent N. Teploobmin tsylindrychnoho ridynnoho tila obmezhenoi vysoty z navkolyshnim seredovyshchem. Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Serii: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannia. 2021. № 2. S. 27 – 30. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.02.05>.

31. Tekhnolohiia tsukrystykh rehovyn: laboratornyi praktykum. M. P. Kupchyk ta in. Kyiv : NUKhT, 2007. 393 s.

32. Angelidaki, I., Ellegaard, L., 2003. Codigestion of manure and organic wastes in centralized biogas plants. Appl. Biochem. Biotechnol. 2003. No 109. P. 95 – 105.

33. Schnell, S., Maini, P.K. Century of Enzyme Kinetics: Reliability of the KM and Vmax Estimates. Comments on Theoretical Biology. 2003. P. 169 – 187.

UDC 536.24

Professor **Olha Chernousenko**,
chernousenko20a@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1427-8068,
Assistant professor **Olha Vlasenko**,
olgakytsak7@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8975-0873,
National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky KPI”
Professor **Oleksandr Nedbailo**^{1,2},
nan_sashulya@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8218-3933,
National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky KPI”
Institute of Technical Thermophysics of the NAS of Ukraine
Professor **Stanislav Tkachenko**,
tkachenko@vntu.edu.ua, ORCID: ORCID 0000-0002-4654-2062,
Vinnytsia National Technical University,

Abstract. *The aim of the work is to develop a reliable method for predicting the intensity of heat exchange in a round tube of a natural heat exchanger in various technological regimes that occur in biogas technologies (using the criterion equations of heat exchange, but with limited information on the thermophysical properties of the substrate). Research materials and methods. The presented work uses an improved experimental and computational method based on the combined use of the theory of similarity and the analysis of the parameters of the regular thermal regime. During the research, a real substrate from an operating biogas plant was used. The reason for the high intensity of heat exchange is the direct contact of substances on the boundary surfaces of the phases, which must be supported by the continuous renewal of these surfaces thanks to the constant mixing of the substrate.*

The experiment was carried out on a portable experimental setup. The heat exchange of model fluids and substrate from an operating biogas plant was investigated. An array of experimental data on the heat transfer coefficient of model fluids and the substrate was obtained. The results of experiments on the heat transfer coefficient for model fluids are summarized. The criterion equation of heat exchange was obtained. It is hypothesized that the criterion equation of heat exchange also corresponds to the substrate. For the substrate, the density, thermal expansion coefficient, specific heat capacity, and additive thermal conductivity were determined experimentally. Using the criterion equation of heat exchange and determined thermophysical properties, the viscosity of the substrate in the temperature range is determined. Using the known criterion equations of heat exchange and the determined viscosity, the parameters of the intensity of heat exchange in the round tube of the heat exchanger of the biogas plant are determined. The use of the proposed experimental and calculation method provides an opportunity, in conditions of limited information on the thermophysical and rheological properties of the liquid medium, to predict the parameters of the heat exchange intensity in the heat exchanger pipe used in biogas technologies.

Keywords: regular thermal regime, substrate, biogas plant, thermophysical properties, experimental and calculation method.

УДК 004.942:697

професор Степан Шаповал,
stepan.p.shapoval@lpnu.ua, ORCID: 0000-0003-4985-0930
аспірант, Юрій Пришляк,
yurii.v.pryshliak@lpnu.ua, ORCID: 0009-0001-0511-2568
доцентка Олена Савченко,
olena.o.savchenko@lpnu.ua, ORCID: 0000-0003-3767-380X,

Національний Університет «Львівська політехніка»

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІБРИДНОГО СОНЯЧНОГО КОЛЕКТОРА ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Анотація. У сучасних умовах погіршення екологічної ситуації та виснаження природних ресурсів постає необхідність у розвитку та впровадженні технологій з використання відновлюваних джерел енергії. Викопні джерела забруднюють довкілля та сприяють зміні клімату, що робить питання екологічно чистих технологій дедалі актуальнішим. Одним із перспективних рішень є використання сонячних колекторів, які дозволяють перетворювати сонячне випромінювання в електричну та теплову енергію. Гібридні сонячні колектори, що поєднують обидві функції, можуть суттєво підвищити ефективність використання сонячної енергії. Комп'ютерне моделювання є важливим інструментом аналізу теплових характеристик таких систем. За його допомогою можна дослідити процеси теплопередачі, виявити оптимальні конструктивні параметри та умови роботи колектора, що дозволить підвищити його ефективність. Моделювання також дає можливість передбачити поведінку системи в різних кліматичних умовах та за різних навантажень, що є важливим етапом проектування та оптимізації таких пристроїв. Авторами розроблено модель гібридного теплового сонячного колектора, що є одночасно прозорим захищенням будівлі та геліоколектором. За допомогою програмного комплексу Solid Works здійснено моделювання теплових процесів отримання сонячної енергії розробленої конструкції геліоколектора та проаналізовано зміну температурних показників в геліоколекторі та баку-акумуляторі при постійній сонячній інтенсивності. Визначено основні принципи зростання температури в системі впродовж експерименту. На основі результатів проведеного моделювання одержано зміну миттєвої питомої теплової потужності запропонованої конструкції гібридного геліоколектора, а також здійснено аналіз його коефіцієнта корисної дії. Результати дослідження показали, що можна досягти значного підвищення продуктивності гібридних колекторів. Проаналізовано вплив

параметрів на теплову ефективність, а також необхідність визначення найкращих конструктивних рішень для їх подальшого впровадження. Це відкриває можливості для подальшого розвитку більш ефективних гібридних сонячних колекторів, що сприятимуть розширенню використання відновлюваної енергії у світовій енергетичній системі.

Ключові слова: відновлювані джерела енергії, гібридні сонячні колектори, моделювання, теплові процеси, бак-акумулятор

Вступ. Ефективне використання відновлюваних джерел енергії є одним із пріоритетних напрямів розвитку сучасної енергетики. Сонячна енергія, як невичерпне джерело, відіграє ключову роль у зменшенні залежності від традиційних енергетичних ресурсів та мінімізації їх впливу на навколишнє середовище.

Гібридні сонячні колектори, що поєднують у собі можливості виробництва теплової та електричної енергії, є перспективним рішенням для підвищення ефективності використання сонячної енергії. Однак, для дослідження їх роботи необхідне детальне вивчення основних теплових характеристик, що дозволить вдосконалити конструкцію та підвищити їх продуктивність. Комп'ютерне моделювання є ефективним інструментом для аналізу та дослідження таких характеристик, оскільки дозволяє отримати достовірні дані без необхідності проведення дорогих експериментів.

Актуальність дослідження. Актуальність дослідження гібридних теплових-фотоелектричних сонячних колекторів зумовлена глобальними екологічними та енергетичними викликами, а також зростаючою необхідністю у підвищенні ефективності використання відновлюваних джерел енергії. Оскільки гібридні сонячні колектори дозволяють одночасно генерувати теплову та електричну енергію з однієї установки, то це робить їх більш ефективними в порівнянні з окремими тепловими або фотоелектричними системами. Така інтеграція підвищує коефіцієнт корисної дії та забезпечує кращу окупність інвестицій, що є особливо важливим. Розробка і вдосконалення гібридних сонячних колекторів має значний потенціал у вирішенні завдань енергоефективності та сталого розвитку, що підкреслює важливість дослідження і впровадження цих технологій у сучасних енергетичних системах.

Останні дослідження та публікації. Огляд останніх досліджень та публікацій охоплює багато аспектів застосування гібридних геліоколекторів в контексті вивчення їх теплових характеристик та демонструє широкий підхід до аналізу ефективності, інноваційних конструкцій та методів підвищення тепловіддачі. Особливий акцент зроблено на математичному моделюванні, яке дозволяє точно аналізувати функціонування систем сонячного теплопостачання

та їх енергоефективність.

У роботі [1] показано дослідження низькопотенційної енергетики, як важливого напрямку для використання альтернативних джерел енергії, особливо для об'єктів із низькою тепловою потребою. Ці дослідження використовують для проектування сучасних гібридних геліосистем, де пріоритетом є мінімізація впливу на екологію завдяки використанню чистої енергії сонця. У дослідженнях [2] наведені методи підвищення ефективності теплоутилізаційних установок, які знайшли практичне застосування у встановленні сонячних систем енергозабезпечення, інтегрованих у конструкції споруд. Детальний аналіз геліосистем, які комбіновані з елементами будівель наведено в роботі [3], де дослідники показують основні методи пасивного використання сонячної енергії через архітектурні форми, які ведуть до підвищення енергоефективності таких будівель.

У роботі [4] показано розрахунок системи теплопостачання з комбінованим сонячно-електричним повітропідігрівачем, використання якого дозволяє збільшити ефективність та запобігти тепловим втратам у такій системі. У дослідженнях [5] визначено частку теплового навантаження, яку можливо замінити енергією сонця та вітру, які є важливими складовими гібридних систем в умовах зміни клімату. Подібні системи можуть ефективно працювати у пасивних режимах, що робить їх перспективними для будівель зі світлопрозорими фасадами [6, 7].

Також є дослідження окремих елементів сонячних систем, які наведені в літературі [8], де наведено огляд нанофлюїдів на водяній основі, використання яких суттєво покращує тепловіддачу в низькотемпературних сонячних колекторах. Також застосування подібних матеріалів у гібридних системах відкриває нові можливості для підвищення ефективності теплообміну.

У роботі [9] розглянуто можливість підвищення ефективності екологічної системи теплопостачання, використовуючи сонячні покриття на будівлях. Дослідники наголосили на значному внеску екологічних технологій у зменшення впливу на довкілля та поліпшення енергоефективності. Автори детально аналізують застосування сонячних покриттів, що одночасно служать геліоколекторами та покрівельними матеріалами, тим самим оптимізуючи простір та скорочуючи енергоспоживання будівель завдяки локальному виробництву тепла.

Дослідження, наведені в літературі [10], показують методи запобігання перегріву та покращенні продуктивності фотоелектричних систем за рахунок зміни їх конструкції. Автори застосували інноваційні рішення, які запобігають надмірному нагріванню модулів і забезпечують стабільність роботи навіть при інтенсивному сонячному випромінюванні.

У роботі [11] наведено результати моделювання гібридної геліосистеми, в якій основним елементом є масив мікротеплових трубок (МНРА-PV/T). Автори продемонстрували, що поєднання фотоелектричних елементів з мікротепловими трубками, дозволяє досягти кращої ефективності роботи системи, зменшуючи втрати тепла і збільшуючи стабільність генерації електроенергії.

Автори в [12] запропонували свою математичну модель для оцінки корисної енергії, що виробляється середньорозмірними геліоколекторами. Дані дослідження можуть застосовуватись для побудови прогнозів продуктивності гібридних сонячних систем. Розроблена в [13] двовісна модель теплового балансу для геліоколектора дозволяє точніше оцінити динаміку теплообміну в умовах змінної інтенсивності сонячного випромінювання. Також дана модель враховує вплив кута випромінювання, що дозволяє легко адаптувати систему тепlopостачання до умов оточуючого середовища. Автори детально проаналізували особливості функціонування геліоколектора, приділяючи увагу дослідженню теплових втрат, та довели, що двовісна модель покращує точність прогнозування енергетичної ефективності сонячних систем. Ці дослідження підкреслюють важливість експериментів для вдосконалення конструкції сонячних колекторів для збільшення їх ефективності, особливо для регіонів з високою мінливістю кліматичних умов.

У роботі [14] дослідники представили методи математичного та комп'ютерного моделювання систем тепlopостачання на основі сонячних плівкових колекторів, які працюють в парі з тепловими насосами. У своїй праці автори звертають увагу на ефективність таких систем, демонструючи їхню адаптивність і стабільність в умовах постійної зміни кліматичних параметрів. Результати досліджень показують, що з використанням плівкових колекторів можна досягти суттєвої економії енергії, особливо на об'єктах, що потребують постійного тепlopостачання. Автори детально описують модель, яка враховує змінну інтенсивність сонячного випромінювання та відповідні характеристики теплового насоса. Така модель дозволяє оптимізувати процес генерації та накопичення теплової енергії.

Дослідження [15] зосереджено на моделюванні теплової ефективності гібридних геліоколекторів у системі з тепловим акумулятором. Автори аналізують можливість використання таких систем для стабілізації тепlopостачання в періоди низької сонячної активності, підвищуючи загальну ефективність системи. Результати дослідження демонструють важливість акумуляції тепла, що дозволяє забезпечити зростання температури та знизити витрати на опалення. Автори звертають увагу на важливість вибору правильної конструкції геліоколекторів та акумуляторів, а також на оптимальні умови

їхньої роботи для максимального збереження енергії.

Огляд літератури свідчить про активний розвиток гібридних геліосистем як ефективного способу виробництва теплової та електричної енергії одночасно. Основні напрямки досліджень зосереджені на підвищенні ефективності гібридних сонячних колекторів завдяки застосуванню нових матеріалів та оптимізації їх конструкції за допомогою математичного моделювання. Це дозволяє підвищити продуктивність і сприяти інтеграції таких геліосистем із сучасними архітектурними рішеннями для побудови енергоефективних будівель.

Метою дослідження є вивчення теплових процесів перетворення сонячної енергії запропонованою конструкцією гібридного сонячного колектора за допомогою програмного забезпечення SolidWorks.

Виклад основного матеріалу. Для вирішення поставленого завдання, в галузі енергоефективного будівництва, запропоновано конструкцію гібридного геліоколектора, який являє собою комбінацію елементів сонячного колектора та вікна (рис. 1).

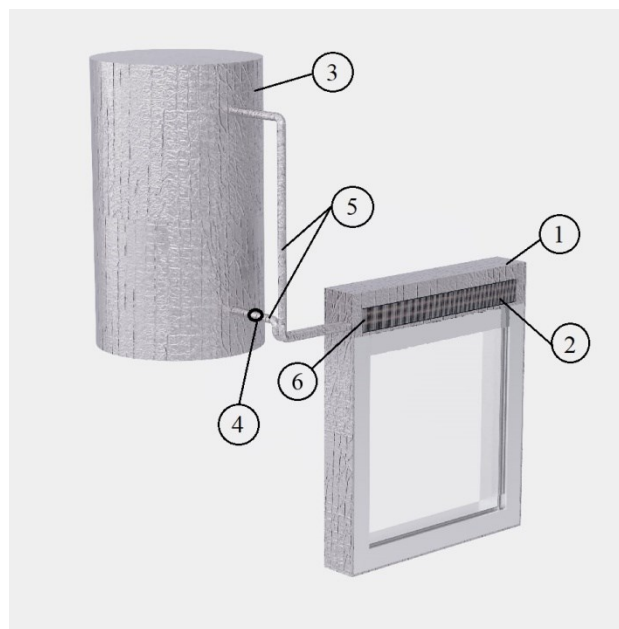


Рис. 1. Модель експериментальної установки

1 – корпус гібридного сонячного колектора, 2 – оребрений теплообмінник,
3 – бак-аккумулятор, 4 – місце встановлення вузла циркуляції, 5 – трубопроводи,
6 – прозоре захищення теплообмінника

На рис.2 а спостерігається збільшення температури до 23,4 °С в бокових та верхній частині рами. Крім того видно, що відсутні конвективні потоки навколо конструкції вікна, що зумовлене наявністю прозорого захищення Також видно накопичення тепла у верхній частині корпусу і збільшення температури до 22,8 °С (рис.2 б).

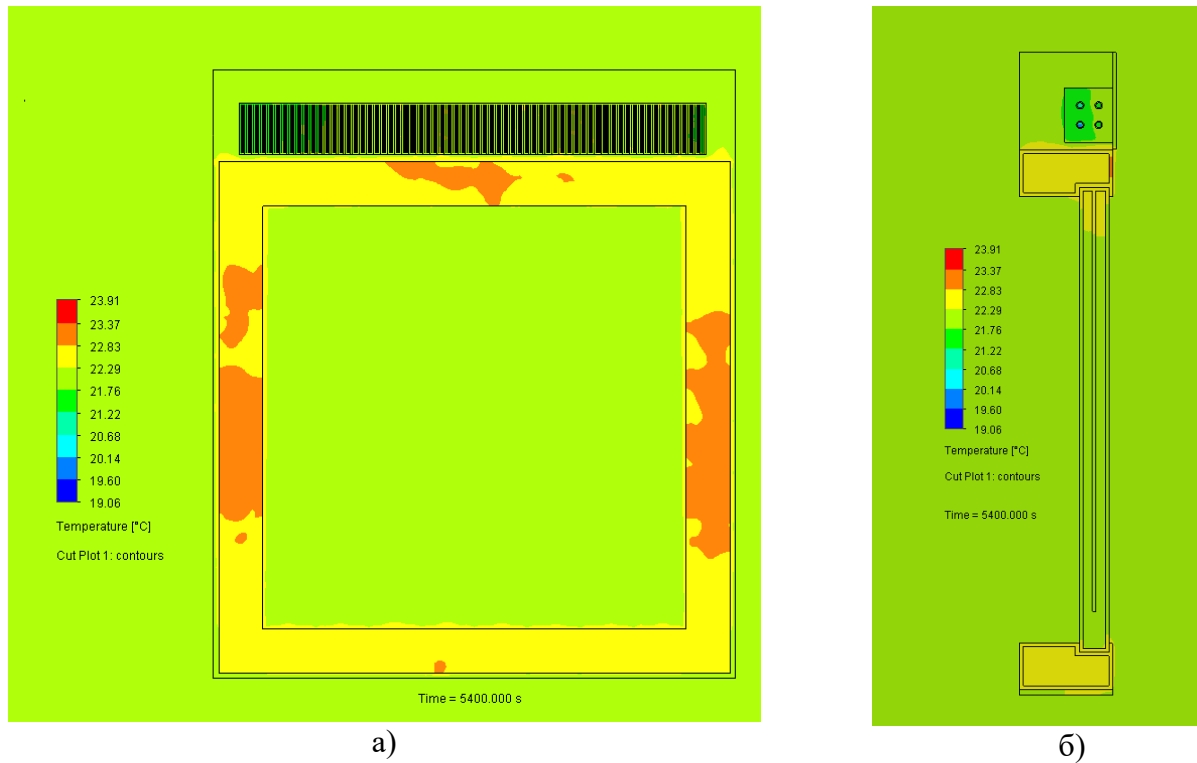


Рис. 2. Розподіл температур

На рис. 3 спостерігається, що упродовж дослід з 10-ї до 90-ї хвилини моделювання теплових процесів у ГГК верхня частина бака-акумулятора прогрілась від 19 до 22°C та поява більш характерної стратифікації теплоносія.

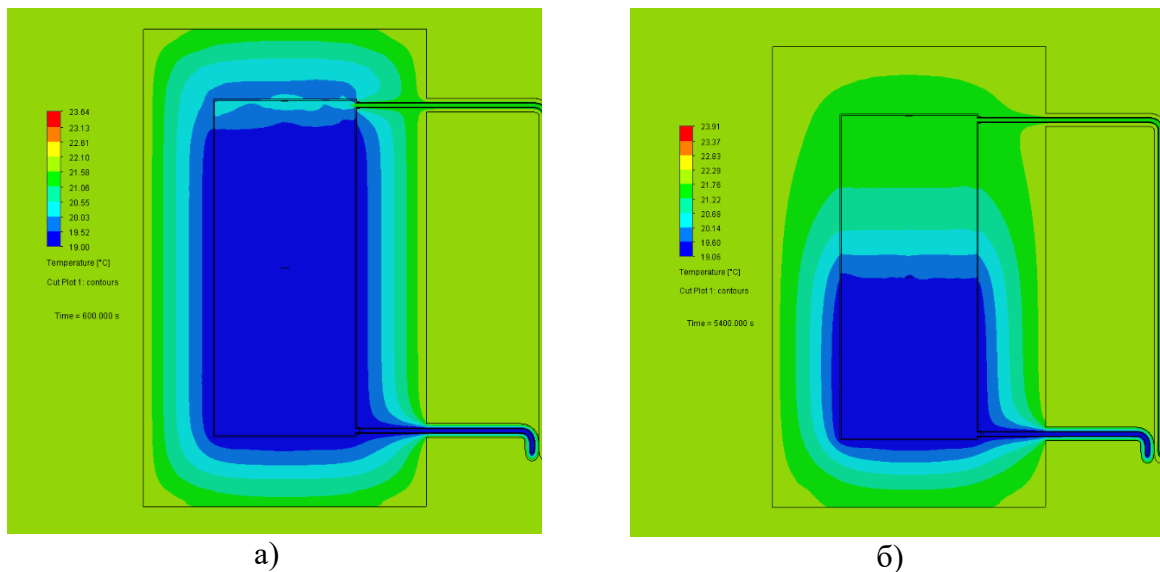


Рис. 3. Зміна температури в теплоаккумуляторі на початку а) та в кінці експерименту б).

На рис. 4 можна побачити, що температура на виході з геліоколектора зростала з 19°C до $21,6^{\circ}\text{C}$ з 5-ї до 40-ї хвилини, а далі зміни температури були не значними.

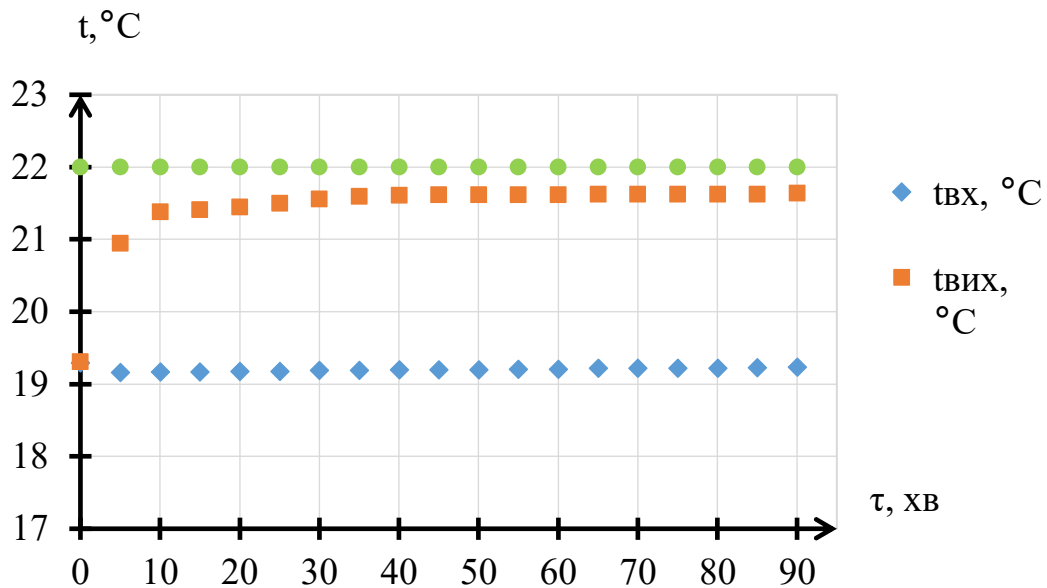


Рис. 4. Зміна температур на вході ($t_{\text{вх}}$), на виході ($t_{\text{вих}}$) та оточуючого середовища ($t_{\text{о.с.}}$) впродовж експерименту

Під час моделювання миттєва теплова потужність (рис. 5) сонячного колектора $Q_{\text{ск}}$ зростала протягом першої половини експерименту, а далі стабілізувалася.

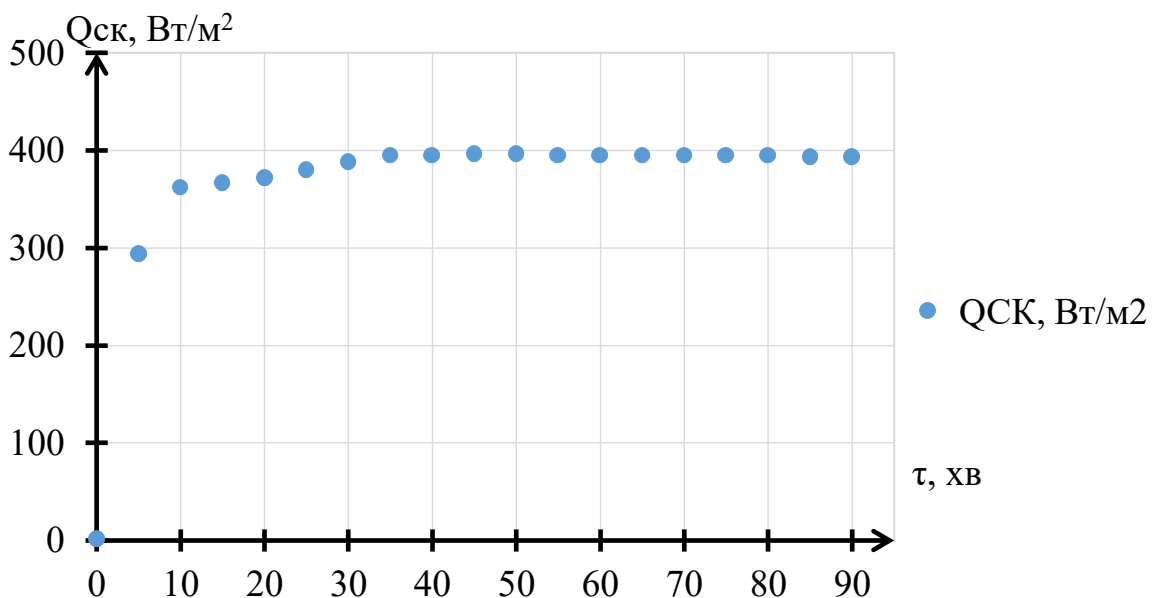


Рис.5. Зміна миттєвої теплової потужності $Q_{\text{ск}}$ впродовж експерименту

На рисунку 6 можна спостерігати, що ККД гібридного геліовікна зростає від 42% на 5-ій хвилині до 0,66 % на 50-ій хвилині, а далі змінювався незначно. Загалом середній ККД досліджуваного геліоколектора становив 0,60.

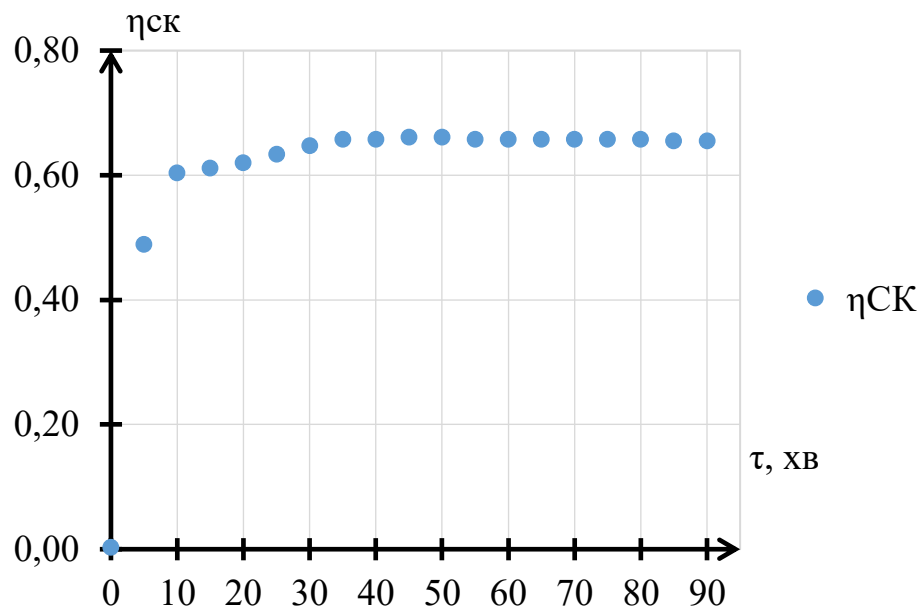


Рис.6. Зміна коефіцієнта корисної дії (ККД)

Висновки. Результати проведеного дослідження гібридного сонячного колектора за допомогою комп'ютерного моделювання показали його достатню теплову ефективність. Застосування програмного забезпечення SolidWorks дозволило змодельовати теплові процеси у системі з гібридним геліоколектором та акумулятором тепла, що дало змогу передбачити її функціонування в умовах дії сонячного випромінювання. Модель продемонструвала, що правильний вибір конструктивних параметрів може значно зменшити теплові втрати і підвищити ефективність теплопередачі.

Аналіз температурних коливань у теплоакумуляторі довів, що використання ребристого теплообмінника забезпечує більш рівномірне нагрівання теплоносія в системі. Також моделювання показало, що середня температура теплоносія на виході з гібридного сонячного колектора становила близько 21,5 °С, а максимальна – 21,64 °С. У теплоакумуляторі ж середня температура була 19,41°С, а у верхній частині – 20,05°С. Щодо миттєвої потужності, то вона становила 389 Вт/м². Середній ККД становив 0,60, а максимальний впродовж експерименту – 0,66.

Дослідження підтвердило, що розробка та впровадження математичних і комп'ютерних моделей є важливим етапом у проектуванні сонячних колекторів, оскільки дозволяє проводити детальний аналіз і визначати оптимальні

параметри без необхідності проведення дорогих експериментів. Це відкриває можливості для розробки нових рішень у сфері відновлюваної енергетики, зокрема для зниження споживання традиційних енергоресурсів та зменшення викидів парникових газів.

References

1. Redko, A. O., Bezrodnyi, M. N., Zahoruchenko, M. V., Redko, O. F., Ratushniak, H. S., i Khmelniuk, M. I. *Nyzkopotentsiialna enerhetyka*. Kharkiv: TOV "Drukarnia Madrid", 2016. (in Ukrainian).
2. Redko, A. O., Kompan, A. I., Pavlovskyi, S. V., Redko, O. F., i Povolochko, V. B. "Pidvyshchennia efektyvnosti teploutylizatsiinykh enerhetychnykh ustanovok." *Visnyk Natsionalnoho Universytetu "Lvivska politekhnikha". Teoriia i praktyka budivnytstva*, vol. 755, 2013, pp. 350-356. (in Ukrainian).
3. Davydenko, Ye. P. "Pasyvne vykorystannia soniachnoi enerhii v arkhitekturnykh formakh." *Enerhoefektyvnist v budivnytstvi ta arkhitekturi*, no. 8, 2016, pp. 107–112. (in Ukrainian).
4. Pasichnyk, P. O. *Systema teplopostachannia z kombiinovanyim soniachno-elektrychnym povitropidihriuvachem*. Dys. kand. tekhn. nauk, Kyivskyi Natsionalnyi Universytet budivnytstva i arkhitektury, 2016. (in Ukrainian).
5. Pryimak, O. V., Pasichnyk, P. O., Bilan, R. V., i Nahornyi, S. O. "Vyznachennia chastky teplovoho navantazhennia, shcho zamishchuietsia enerhiieiu sontsia ta vitru dlia systemy teplopostachannia z kombiinovanyim soniachno-elektrychnym povitropidihriuvachem." *Enerhoefektyvnist v budivnytstvi ta arkhitekturi*, no. 8, 2016, pp. 292-296. (in Ukrainian).
6. Kuzyk, M. P., i Zayats, M. F. "Pasyvna systema soniachnoho teplopostachannia." *Scientific Bulletin of UNFU*, vol. 29, no. 5, 2019, pp. 111-114. <https://doi.org/10.15421/40290522>.
7. Venhryn, I. "Doslidzhennia soniachnykh kolektoriv, intehrovanykh v konstruktsiiu sklianoho fasadu budivli/sporudy: neobkhidnist ta osoblyvosti." *Theory and Building Practice*, vol. 1, no. 1, 2019, pp. 38-46. <https://doi.org/10.23939/jtbp2019.01.038>.
8. Fazlay Rubbi, Likhan Das, Khairul Habib, Navid Aslfattahi, R. Saidur, i Md Tauhidur Rahman. "State-of-the-art review on water-based nanofluids for low temperature solar thermal collector application." *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 230, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2021.111220>.
9. Voznyak, O., Spodynuk, N., Antypov, I., Dudkiewicz, E., Kasynets, M., Savchenko, O., i Tarasenko, S. "Efficiency Improvement of Eco-Friendly Solar Heat Supply System as a Building Coating." *Sustainability (Switzerland)*, vol. 15, no. 3, 2023, Article No. 2831. <http://www.mdpi.com/journal/sustainability/> DOI:

10.3390/su15032831.

10. Jun, Y.-J., Park, K.-S., i Song, Y.-H. "A study on the structure of Solar/Photovoltaic Hybrid system for the purpose of preventing overheat and improving the system performance." *Solar Energy*, vol. 230, 2021, pp. 470-484. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.10.019>.

11. Hou, Longshu, Quan, Zhenhua, Zhao, Yaohua, Wang, Lincheng, i Wang, Gang. "An experimental and simulative study on a novel photovoltaic-thermal collector with micro heat pipe array (MHPA-PV/T)." *Energy and Buildings*, vol. 124, 2016, pp. 60-69. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.03.056>.

12. Zukowski, M., i Jezierski, W. "New Deterministic Mathematical Model for Estimating the Useful Energy Output of a Medium-Sized Solar Domestic Hot Water System." *Energies*, vol. 14, 2021, p. 2753. <https://doi.org/10.3390/en14102753>.

13. Minakova, K., i Zaitsev, R. "Dvohisna model teplovoho balansu soniachnoho kolektora." *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". Seriia: Novi rishennia u suchasnykh tekhnolohiiakh*, no. 3(13), 2022, pp. 30-11. <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2022.03.05>.

14. Chyrin, D. A., i Irodov, V. F. "Matematychni ta kompiuterne modeliuвання systemy teplopостачання від soniachnykh plivkovykh kolektoriv z teplovym nasosom." *Vcheni zapysky TNU im. V. I. Vernadskoho*, no. 31 (70), 2020, pp. 135-139. <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2020.5/22>.

15. Mysak, S. Y., Shapoval, S. P., i Hyvliud, A. M. "Modeliuвання teplovoi efektyvnosti hibrydnoho heliokolektora v systemi iz teplovym akumuliatorom." *Scientific Bulletin of UNFU*, vol. 34, no. 3, 2024, pp. 96-102. <https://doi.org/10.36930/40340312>.

UDC 004.942:697

Professor **Stepan Shapoval**,
stepan.p.shapoval@lpnu.ua, ORCID: 0000-0003-4985-0930
postgraduate, **Yurii Pryshliak**,
yurii.v.pryshliak@lpnu.ua, ORCID: 0009-0001-0511-2568
Associate Professor **Olena Savchenko**,
olena.o.savchenko@lpnu.ua, ORCID: 0000-0003-3767-380X
Lviv Polytechnic National University

STUDY OF THERMAL CHARACTERISTICS OF A HYBRID SOLAR COLLECTOR USING COMPUTER MODELING

In the current context of worsening environmental conditions and depletion of natural resources, there is an urgent need for the development and implementation of technologies that utilize renewable energy sources. Traditional sources pollute the environment and contribute to climate change, which makes the issue of eco-friendly technologies increasingly relevant. Therefore, one of the promising solutions to these challenges is the use of solar collectors, which convert solar radiation into electrical and thermal energy. Hybrid solar collectors, which combine both of these functions, can significantly improve the efficiency of solar energy utilization. Computer modeling is an essential tool for analyzing the thermal characteristics of such systems. It allows for the study of heat transfer processes, the identification of optimal design parameters, and the operating conditions of the collector, which can improve its efficiency. Modeling also provides the opportunity to predict the system's behavior in various climatic conditions and under different loads, an important step in the design and optimization of such devices. The authors developed a model of a hybrid thermal solar collector that simultaneously acts as a transparent building shield and a solar collector. Using the SolidWorks software suite, the thermal processes of solar energy collection in the developed collector design were simulated, and the temperature variations in the collector and accumulator tank were analyzed under constant solar intensity. The main principles of temperature increase in the system throughout the experiment were determined. Based on the modeling results, the change in the instantaneous specific thermal power of the proposed hybrid solar collector design was obtained, as well as an analysis of its efficiency coefficient. The research results showed that a significant increase in the performance of hybrid collectors is achievable. The impact of parameters on thermal efficiency was analyzed, along with the need to identify optimal design solutions for further implementation. This opens up opportunities for further development of more efficient hybrid solar collectors, which will contribute to the expansion of renewable energy use within the global energy system.

Keywords: renewable energy sources, hybrid solar collectors, modeling, thermal processes, storage tank

УДК 696.2

доцент **Юрій Франчук**,
franchuk.yy@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-7910-8705

доцентка **Вікторія Коновалюк**
konovaliuk.va@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-5115-7188
Київський національний університет будівництва і архітектури

ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОВОЇ ГЕНЕРАЦІЇ ДЛЯ БАЛАНСУВАННЯ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ

Анотація. В умовах, коли росія зруйнувала значну частину української електроенергетичної інфраструктури, а значна частина атомної, відновлюваної та гідроенергетики або пошкоджена, або поки не контролюється на окупованих територіях, найкращим варіантом збалансування системи є використання наявних потужностей газової генерації. На газових електростанціях можна швидко нарощувати та зменшувати потужність генерації електричної енергії. Також перевагами є: можливість швидкого створення об'єктів додаткової генерації; маневреність та незалежність від погодних умов; доступність газових ресурсів та регулювання генерованої потужності у широкому діапазоні. При цьому забезпечується більш стабільна робота та менший вуглецевий слід, ніж при використанні інших джерел енергії (вугілля, мазуту, тощо). В умовах нарощування потужностей газових електростанцій і появи надлишку електричної енергії, її можна використати для виробництва водню. У довгостроковій перспективі актуальна заміна старих вугільних електростанцій на ефективні когенераційні газові установки, які б гарантували резервне постачання електричної енергії.

Ключові слова: енергетичний баланс, об'єм газу, природний газ, біогаз, газові мережі

Вступ. Електрична енергія вироблялась в об'ємі, що повністю задовольняє потреби внутрішніх споживачів, надлишок енергії експортувався до інших країн. Об'єднана енергетична система України будувалася як централізована з великими вузловими електростанціями та системою передачі електричної енергії з високовольтними лініями. Така структура енергетичної системи України є вразливою в умовах надзвичайних ситуацій. Так, у разі пошкодження великої кількості об'єктів генерації та високовольтних трансформаторних підстанцій системи передачі можливе виникнення аварій з тривалим знеструмленням значної кількості споживачів. Зважаючи на необхідність розосередження генерації для посилення стійкості енергосистеми

та масштаб пошкоджень існуючих генеруючих потужностей виникла потреба в розміщенні нової розподіленої генерації. Розподілена генерація - це децентралізоване виробництво електроенергії, яке здійснюється невеликими енергетичними установками безпосередньо біля місць її споживання, вона використовує локальні джерела енергії: сонячні панелі, вітрові електростанції, біогазові установки, малі гідроелектростанції, газові мініТЕЦ (теплоелектроцентралі), генератори на основі відновлюваних або традиційних джерел енергії.

В умовах, коли пошкоджено понад 50% української електроенергетичної інфраструктури і частина потужностей атомної, відновлюваної та гідроенергетики поки знаходиться на окупованих територіях, найкращим варіантом балансування енергетичної системи є використання можливостей газової генерації.

Актуальність дослідження. В Україні продовжує здійснюватися видобуток природного газу із газових родовищ і, внаслідок зменшення споживання промисловістю (багато промислових підприємств зруйновано або знаходяться на окупованих територіях), з'явилась можливість застосувати невикористаний об'єм газу для генерації електричної енергії.

Останні дослідження та публікації. Згідно з Енергетичною стратегією [1] у балансі споживання енергії Україні планується збільшити частку використання альтернативних джерел енергії і зменшити використання викопних джерел. Розвиток систем газопостачання України здійснюється відповідно до Директиви Європейського парламенту та Ради 2012/27/EU «Про енергоефективність» [2] у напрямку підвищення рівня енергоефективності та надійності інженерних систем. У 2024 році прийнято ряд правових рішень для розвитку розподіленої генерації, в тому числі Постанови Кабінету Міністрів України: №761-р «Національний план дій з відновлюваної енергетики на період до 2030 року»; №757-р «Деякі питання проведення пілотних аукціонів з розподілу квоти підтримки у 2024 році»; №756-р «Умови проведення конкурсу на будівництво генеруючої потужності та виконання заходів з управління попитом».

У [3, 4] розглянута можливість сумісного використання традиційного газу у суміші з іншими газами за умови, що отримані суміші будуть відповідати вимогам діючих нормативних документів з якості газу [5, 6]. Потенційні можливості використання мережевого газу та альтернативних газів у двигунах внутрішнього згоряння розглянуто в [7]. У [8] проаналізовані способи переобладнання дизельних двигунів для роботи на стиснутому природному газі. У роботі [9] стверджується, що використання альтернативних джерел енергії, таких як біопаливо рослинного чи тваринного походження, скраплений

природний газ тощо, дозволить використовувати двигуни автотранспортних засобів для отримання енергії, при цьому відсутня потреба значної зміни їх конструкції. У роботі [10] визначено, що газові суміші, за характеристиками подібні до бензину, можуть бути заміниками традиційного нафтового палива. Проведений аналіз показав, що газове паливо краще за бензин як за експлуатаційними, так і за екологічними показниками, та має меншу вартість. Тому доцільно переведення силових установок на газове паливо.

Формулювання цілей статті. Враховуючи наявний дисбаланс забезпечення споживачів електричною енергією провести аналіз можливих варіантів джерел енергії для балансування енергозабезпечення за рахунок використання традиційного паливного газу і біогазу.

Основна частина. Згідно Енергетичної стратегії України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» природний газ є одним з основних видів енергії в енергобалансі України. На його долю припадає біля 30% енергії. Частка біопалива зараз складає біля 10%, але планується її збільшення. Третину енергобалансу створюють атомні електростанції, ГЕС, сонячна та вітрова енергетика.

В Україні є добре розвинена інфраструктура для транспортування та зберігання природного газу. Газові мережі України розраховані на постачання газу споживачам понад 100 млрд м³. Споживання газу в Україні до широкомасштабного вторгнення росії складало біля 30 млрд м³ природного газу. Наразі в силу воєнних дій, зупинки багатьох підприємств тощо споживання газу в цілому по Україні знизилось до 15 млрд м³. Видобуток природного газу останні роки в середньому складає біля 20 млрд м³. Потенціал виробництва біометану/біогазу в Україні за оцінкою Біоенергетичної асоціації України складає 21,8 млрд м³ на рік [11, 12]. Розглянувши баланс споживання природного газу можна відмітити що маємо значний резерв. До цього можна додати ще певний запас зрідженого газу, штучних газів, тощо.

Один метр кубічний природного газу в залежності від його складу має 10 кВт-год енергії. Тобто, при ціні одного м³ газу 7,8 грн, з врахуванням доставки вартість 1 кВт-год складатиме біля 1 грн. наразі діючий тариф на 1 кВт-год електроенергії дорівнює 4,31 грн. Вартість енергії на європейському ринку наступна. Станом на серпень 2024 року, найдорожча електроенергія у Німеччині, де вартість 1 кВт-год становить 0,39 євро; у Чехії - 0,37 євро, Ірландії - 0,36 євро, Великій Британії - 0,34 євро, Сербії та Угорщині - 0,10 євро, Болгарії - 0,9 та Норвегії - по 0,07 євро. В Україні вартість електроенергії в перерахунку становить 0,10 євро [13]. Тобто, вартість електричної енергії, виробленої з природного газу, буде конкурентоздатною і для європейського ринку.

Незважаючи на доступну вартість, частка природного газу, що використовується в якості первинного джерела енергії, ще дуже низька (складає менше 1%). Розподіл первинних джерел енергії, що були використані в Україні та світових країнах для отримання електричної енергії у 2023 році наведений у табл. 1 [14, 15].

Використання газу для виробництва електроенергії активно відбувається у європейських країнах. Так, Швейцарія використовує мобільні газові турбіни TM2500 потужністю 50 МВт. Крім газу вони можуть працювати і на водні. Німеччина вводить у роботу пікові газові електростанції потужністю 17-21 ГВт, які також можуть працювати на водні. Водночас, Європейське Співтовариство розглядає Україну важливим партнером на шляху до декарбонізації.

Таблиця 1. Частка первинних джерел для виробництва електричної енергії на 1 кВт·год

Джерело енергії	частка витрат, %	
	Україна	інші країни
природний газ	0,26	27
відновлювані джерела енергії	2,94	9
гідроенергія (об'єкти великої гідроенергетики)	16,28	17
вугілля	17,03	34
інші джерела	17,16	3
ядерне паливо	46,33	10

Вплив на навколишнє середовище викидів CO₂, спричинений виробництвом електроенергії складе 227 г/кВт·год, радіоактивні відходи при цьому не утворюються.

Технологія виробництва електроенергії на природному газі проста і відпрацьована. Більш активне використання газу у порівнянні з вугіллям дозволяє не лише спростити технологію і оптимізувати логістичні витрати, а й сприятиме дотриманню екологічних стандартів. Розвиток генерації електроенергії з природного газу може вирішити питання збалансування системи у разі надзвичайних обставин. Проекти газової генерації можуть бути використані і для балансування відновлюваних джерел енергії.

Шляхом встановлення генеруючих установок середньої та малої потужності що працюють на різних газах можна оперативно вирішити питання забезпечення споживачів електричною енергією.

Такі генератори можуть працювати на різних видах палива, включаючи

біогаз, генераторний газ, природний газ, скраплений газ тощо. Найбільш популярні на вітчизняному ринку газогенератори використовують скраплений пропан-бутан. Газогенератор використовується як резервне джерело живлення для сеансів тривалістю від 5 до 10 годин. Установка може отримувати газ з балона або шляхом підключення до основної системи газопостачання.

Найнижча вартість кіловата електроенергії, виробленої газовими генераторами, сьогодні є їх найвагомішою перевагою. Частково це пояснюється тим, що газ набагато дешевший, ніж бензин і дизельне паливо. Але в перспективі, вартість газу може зростати.

Наступним позитивним фактором є те що розведення джерел генерації енергії зменшує ризик їх ураження та пошкоджень, а ціна виведення генерацій з ладу при обстрілі їх ракетами зростає. Вартість ракети складає мільйони доларів, а вартість установок генерації електрики лише тисячі доларів

Газотранспортна система менш уразлива до пошкоджень від руйнувань, так як видобуток газу досить розосереджений і мережа має переважно підземне прокладання. Вразливими є компресорні станції, які забезпечують необхідний тиск газу для його транспортування. Наявність запасу газу в газових сховищах підвищує надійність роботи системи.

Ефективним заходом для підтримання балансу електричної енергії є маневрова мобільна генерація на основі газових турбін. Ця технологія може швидко забезпечити надходження енергії в критичній ситуації на базі існуючої газової інфраструктури. Це резерв, який страхуватиме за потреби всю енергетичну систему. Тому необхідно максимально впроваджувати встановлення такого обладнання (газових турбін, двигунів внутрішнього згоряння, тощо).

Пропонується розмістити генеруючі установки що працюють на газі в місцях трас газопроводів де споживачі відчувають нестачу електроенергії, виробляти цю енергію та транспортувати безпосередньо споживачам. В інших випадках де є потреба в електричній енергії і немає газових мереж генеруючі установки рекомендується заживлювати від біогазу чи зрідженого газу.

Газові турбіни порівняно з традиційним виробництвом електричної енергії мають наступні переваги: більш тривалий термін експлуатації, швидкий запуск і вихід на необхідну потужність, менша кількість шкідливих викидів.

Для підтримання належного рівня енергетичної безпеки пропонуємо застосовувати маневрову мобільну генерацію на основі газових турбін. Такі технології достатньо ефективні, швидко встановлюються на базі існуючої газової інфраструктури та можуть оперативно забезпечити живлення в критичній ситуації.

Декілька ключових технічних особливостей роботи

газотурбінних/газопоршневих установок (ГТУ/ГПУ): перш за все це висока маневрова здатність, але доволі низький ККД. Це швидкий монтаж за рахунок модульної конструкції, але на сьогодні найвища собівартість виробленої кВт·год у порівнянні з технічними конкурентами.

Перспективним є використання комбінованої енергетики: «природний газ плюс водень» [4] та «природний газ плюс біометан». Ці технології активно впроваджуються у європейських країнах. Біометан може використовуватись як паливо для двигунів і для виробництва електричної енергії.

За підрахунками Біоенергетичної асоціації України економічно вигідна для виробників вартість біометану становить 800-900 євро за 1000 куб. м, залежно від сировини та потужності установки. При цьому вартість природного газу сьогодні істотно нижча – 300 євро за 1000 куб.

Висновок. Українську газотранспортну систему можна розглядати як основу для розвитку децентралізованої балансуючої газової генерації електроенергії. Така розгалужена, маневрена система дасть можливість працювати в умовах нестачі енергії та її надлишку, вона забезпечить зберігання надлишкової енергії з подальшим використанням у години пікового споживання. Для балансування системи постачання електричної енергії в умовах потенційних обстрілів територій пропонується впровадження наступних коротко- і довготермінових заходів. Короткотермінові заходи:

1. Застосування газової генерації для балансування системи електропостачання.

2. Виробництво електроенергії на мобільних енергетичних установках з використанням в якості палива природного і зрідженого газу, біогазу, водню чи суміші цих газів.

3. У випадку неможливості самостійного забезпечення балансу системи електропостачання застосовувати екстрені постачання енергії з інших країн.

4. Ремонт та відновлення пошкодженої інфраструктури.

5. Оптимізація споживання енергії.

Довготермінові заходи:

1. Розширення діапазону джерел генерації електричної енергії.

2. Розвиток та модернізація енергетичної інфраструктури.

3. Інтеграція з європейськими ринками енергії.

4. Залучення міжнародних партнерів та інвесторів.

Ці заходи, як у короткотерміновій так і в довготерміновій перспективі, допоможуть зміцнити енергетичну незалежність України та забезпечити стабільне постачання енергії для всіх секторів економіки. Запропоновані рішення розвитку розподіленої генерації в Україні багатообіцяючі. Вони особливо актуальні в умовах наявних руйнувань системи енергопостачання

внаслідок військової агресії. Актуальність використання газової генерації не зменшиться і в післявоєнний час в умовах відбудови енергетичної системи. Інші варіанти генерації (атомна, сонячна, водяна, тощо) складніші, менш маневрені по потужності та довготривалі у будівництві. Крім того газова генерація в перспективі може бути переведена на альтернативний газ, такий як біометан або синтетичний газ.

References

1. Enerhetychna stratehiia Ukrainy na period do 2035 r. «Bezpeka, enerhoefektyvnist, konkurentospromozhnist». – Skhval. rozporiadzhenniam KМУ vid 18.08.2017 r. №605-r. URL: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/publish/article?art_id=245234085.
2. Dyrektyva Yevropeiskoho Parlamentu i Rady 2012/27/EU vid 25 zhovtnia 2012 roku pro enerhoefektyvnist, vnesennia zmin ... (Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 October 2012 on energy efficiency, amending ...) (In Ukrainian). [online] [19.03.2024]. Available at: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_017-12#Text
3. Franchuk Yu., Konovaliuk V. Analiz vidpovidnosti skladu hazovyykh sumishei normatyvnym vymoham do yakosti hazu // Prykladni naukovo-tekhnichni doslidzhennia : materialy VI mizhnar. nauk.-prak. konf., 14-16 trav. 2024 r. – Akademiia tekhnichnykh nauk Ukrainy. – Ivano-Frankivsk : Vydavets Kushnir H. M. – 2024. – 292 s., s. 125-128. <https://ukrtsa.org.ua/wp-content/uploads/2024/05/conf2024.pdf>
4. Franchuk Y., Kosilov V., Kovalchuk Y. Determining the physical-chemical parameters of fuel mixtures of gas with hydrogen in gas networks // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. № 6 (132) 2024, p. 49-58. SCOPUS. <https://journals.urau.ru/eejet/article/view/318930/310277>
5. Kodeks hazotransportnoi systemy: zatv. Post. Nats. komis., shcho zdiisniue derzh. rehuliuвання u sferakh enerhetyky ta komun. posluh vid 30.09.2015 r. № 2493: stanom na 29 berez. 2024 r. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1378-15#Text>
6. DSTU 27577:2005 Haz pryrodnyi palyvnyi komprimovannii dlia dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia. Tekhnichni umovy (HOST 27577-2000, IDT).
7. Franchuk Yu., Konovaliuk V. Vykorystannia biometanu i vodniu u dvyhunakh vnutrishnoho zghoriannia // Ventyliatsiia, osvittennia i teplohazopostachannia: nauk. tekhn. zbirnyk. – vyp. 48 – K. KNUBA, 2024. – s. 32-39. URL: <http://vothp.knuba.edu.ua/article/>
8. Zakharchuk O.V. Vykorystannia hazovoho palyva v avtotraktornii tekhnitsi: monohrafiia /Oleh Viktorovych Zakharchuk. - Lutsk: RVV Lutskoho NTU,

2016. - 164 s.

9. Kovbasenko S.V. Mozhlyvosti pidvyshchennia ekolohichnoi bezpeky transportnykh zasobiv z dyzeliamy zastosuvanniam alternatyvnykh palyv. Visnyk mashynobuduvannia ta transportu No2(16), 2022, s. 51–57. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2022-16-2-51-57>

10. Dobrovolskyi O.S., Stupak N.S. Dotsilnist perevedennia avtomobilnoho parku na hazove palyvo. Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu. Serii: Tekhnichni nauky, vyp. № 1 (37), 2017. s. 124-132. <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/37/124.pdf>

11. Spivpratsia Ukrainy ta YeS v biometanovomu sektori: perspektyvy ta pereshkody // POLICY BRIEF. – Kyiv: HO “DIKSI HRUP”, 2024 r, 22 s. Rezhym dostupu: https://dixigroup.org/wp-content/uploads/2024/03/policy-brief_spivpraczya-ukrayiny-ta-yes-v-biometanovomu-sektori.pdf

12. Potentsial vyrobnytstva biohazu v Ukraini stanovyt 21,8 miliarda kubometriv na rik - DiXi Group /Ukrinform [Elektronnyi resurs]. – 2024. – Rezhym dostupu: <https://www.ukrinform.ua/rubric-economy/3835014-potencial-virobnictva-biogazu-v-ukraini-stanovit-218-milarda-kubometriv-na-rik-dixi-group.html>

13. Skilky koshtuie elektroenerhiia v Yevropi: de naideshevsha ta naidorozhcha, [Elektronnyi resurs] Mind.ua, 2024. – Rezhym dostupu: <https://mind.ua/publications/20279030-skilki-koshtue-elektroenergiya-v-evropi-de-naideshevsha-ta-najdorozhcha>

14. Informatsiia shchodo chastky kozhnogo dzherela enerhii, yaka bula vykorystana u zahalnij strukturi balansu kuplenoi elektrychnoi enerhii za 2023 rik [Elektronnyi resurs]. – 2024. – Rezhym dostupu: <https://www.ez.rv.ua/informatsiya-shhodo-chastky-kozhnogo-dzherela-energiyi-yaka-bula-vykorystana-u-zagalnij-strukturi-balansu-kuplenoyi-elektrychnoyi-energiyi-za-2023-rik/>

15. Heneratsiia elektroenerhii u sviti [Elektronnyi resurs]. – 2024. – Rezhym dostupu: <https://expro.com.ua/novini/generacya-elektroenerg-u-svt-za-2020r-vugllya-34-gaz--27-gdro--17-aes--10-ves-ta-ses--9>

UDC 696.2

Associate Professor **Yurii Franchuk**,
franchuk.yy@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-7910-8705,

Associate Professor **Viktoriia Konovaliuk**,
konovaliuk.va@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-5115-7188

Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine

USE OF GAS GENERATION TO BALANCE THE ELECTRICITY SUPPLY SYSTEM

In a situation where Russia has destroyed a significant part of Ukraine's electricity infrastructure, and a significant part of nuclear, renewable and hydropower is either damaged or still not controlled in the occupied territories, the best option for balancing the system is to use the available gas generation capacities. At gas-fired power plants, it is possible to quickly increase and decrease the power of generating electricity. Also, the advantages are: the ability to quickly create additional generation facilities; maneuverability and independence from weather conditions; availability of gas resources and regulation of generated power over a wide range. This ensures more stable operation and a smaller carbon footprint than when using other energy sources (coal, fuel oil, etc.). In conditions of increasing the capacity of gas power plants and the emergence of a surplus of electrical energy, it can be used to produce hydrogen. It is recommended to use gas from secondary and renewable sources. Along with the 20 billion cubic meters of gas produced from Ukrainian fields, there is a significant potential for biogas from secondary and renewable sources. It is estimated at 21.8 billion cubic meters. Gas consumption after 2022 is less than 20 billion cubic meters. The use of a mixture of biomethane with methane from a gas field has significant potential. Such a mixture can be used to feed the gas transmission network or be burned to generate electricity. The reserve of gas fuel is formed as a result of reducing the loads of industrial consumers. Also, as a result of the installation of more efficient equipment, new production technologies in certain sections of the network, the possibility of redirecting unused gas to generate electricity is created. The concentration of the generators of electrical energy generation and their maneuverability in the minds of a during a state of war camp promote the reliability of providing electrical energy to residents. This is due to the reduced likelihood of destruction of generation sources. In the long term, the replacement of old coal-fired power plants with efficient cogeneration gas plants, which would guarantee a backup supply of electricity, is urgent.

Key words: energy balance, gas volume, natural gas, biogas, gas networks.

UDC 696.2

Professor Volodymyr Kiosak,
kiosakv@ukr.net, ORCID: 0000-0002-7433-6709,
Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture
Associate Professor Volodymyr Isaev,
isaevv5@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9947-7284,
Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture
Engineer of Design Team. Valerii Fedorenko,
49235fluemind@odaba.edu.ua, ORCID: 0009-0002-2739-6888,
Odesagaz joint-stock company
Engineer Andrii Gridasov,
hridasovandrey@gmail.com, ORCID: 0009-0007-5513-630X,
Municipal institution "Reserve points of the civil protection department of the
Odessa City Council"
Leading Specialist Mykola Bankivskyi,
bankovskiyads@ukr.net, ORCID: 0009-0001-4825-7468
National Joint Stock Company «Naftogaz of Ukraine», Joint Stock Company
«Ukrtransgaz»

MODELLING OF AIR EXCHANGE "AIR SUPPLY FROM ABOVE - REMOVAL FROM ABOVE"

Abstract: *The efficiency of the air exchange scheme "air supply from above - removal from above" is considered. Heat and mass exchange of the system including: mathematical model of a human being (breathing process with release of carbon dioxide, heat and water vapour into the environment) with simultaneous heat release from the clothed body surface; supply ventilation system (CO₂, water vapour and heat input with atmospheric air); exhaust ventilation system (removal of the above-mentioned harmful substances contained in the air). Application of numerical modelling ANSYS CFD (Computational Fluid Dynamics) based on continuity equations and averaged Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations "RANS" (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) gave the following results: the inverse problem of ventilation was solved - for the initially polluted investigated space of the room the interaction of systems (human and operating supply and exhaust ventilation unit) was considered; monitoring and visualisation of changes in CO₂ concentration, temperature and relative humidity in the investigated space by time and by height of the room; the obtained results are compared with the previously obtained results of changes in carbon dioxide concentration, temperature and relative humidity in the ventilated space under the air exchange scheme "air supply from above - removal from below" (Scheme A) and normative documents. The dynamics of excess heat,*

humidity and carbon dioxide (CO₂) assimilation allowed us to assess the efficiency of ventilation systems and predict an increase in their energy efficiency when bringing air parameters up to standard values. Changes in the air environment are typical for premises with mechanical supply and exhaust ventilation (flow classrooms of educational institutions, classrooms of schools, group rooms of kindergartens, conference halls, offices). For this type of premises the main air pollutants are carbon dioxide, water vapour and heat.

Keywords: mathematical model, "air contaminant", aerodynamics, computational fluid dynamics, air change scheme, relative humidity, temperature, carbon dioxide concentration, room working area, rebranding, supply and exhaust ventilation.

Introduction. Based on the patterns of distribution of "air contaminants" in the volume of isolated air space, it became possible to solve the inverse problem of supply and exhaust ventilation. The change in the state of the air environment initially polluted with carbon dioxide, heat and water vapor was studied when people were in the space and the supply and exhaust ventilation was operating [1]. A study of the efficiency of four generally accepted indoor air change schemes has been conducted:

- Scheme A "air supply from above – removal from below" [1];
- Scheme B "air supply from above – removal from above";
- Scheme C "air supply from above – removal of air from two zones above and below";
- Scheme D "air supply from below – removal from above" (displacement ventilation).

The results of the studies for the scheme B are presented in this publication.

Tasks related to the design, installation, adjustment and control of supply and exhaust ventilation systems require careful monitoring of changes in the air environment. This is due to both the implementation of the requirements of the legislative framework of Ukraine and its harmonization with the standards of the European Union [2, 3], and the solution of problems to prevent the spread of pandemics that are currently haunting humanity [4].

Changes in the air environment are typical for rooms with mechanical supply and exhaust ventilation (flow classrooms of educational institutions, classrooms of schools, group rooms of kindergartens, conference rooms, offices). The main "air contaminants" that are released in this case are carbon dioxide, water vapor and heat.

Literature review and problem statement. Lecture halls, classrooms, preschool children's groups, conference halls, auditoriums (theatres, cinemas, indoor stadiums) – all these premises are united by the type of harmful substances that pollute the air in them:

- carbon dioxide;
- heat;
- water vapor.

The limitation on the concentration of CO₂, the temperature and relative humidity in the working area (WA) of the premises are supplemented by the mobility of air in (WA), the speed of the air stream entering from the air distributor in (WA), the temperature difference between the temperature of the stream and the air temperature in (WA) according to the regulatory documents of Ukraine [2, 3].

In the practice of calculating changes in the state of the air environment in rooms for various purposes, different methods and approaches were used [4-12]. Examples of successful solutions to applied ventilation problems do not remove the question of the accuracy of the results obtained using mathematical modeling. Currently, mathematical modeling methods are used in engineering calculations, which provide an estimate of flow parameters based on the numerical solution of the Reynolds equations of stationary or non-stationary Navier – Stokes equations. (English RANS/URANS: Steady/Unsteady Reynolds Averaged Navier – Stokes) [10].

The aim and objectives of the study. The aim of the study is to develop a mathematical model that determines the processes of heat and mass exchange between humans and the environment. Based on this model, it is possible to solve applied problems related to the creation of a comfortable microclimate in rooms, increasing the energy efficiency of systems that provide air change [2].

Research results. Modeling of the intake of "air contaminants", scheme B. Among practically used air change schemes for rooms, scheme b is the most common. It is effective at assimilating heat and humidity. When carbon dioxide is removed, this air contaminant first falls to floor level under the action of gravitational forces, and then rises, passing through the human breathing zone due to air circulation created by the exhaust ventilation system.

Scheme B (Fig. 1) provides the following constructive conditions for ventilation functioning:

- air supply from above using a static chamber and a ceiling diffuser with a working diameter of Ø150mm;
- consumption of supply and exhaust air: 120 m³/h;
- exhaust ventilation is organized in the upper part of the wall using a ventilation grid.

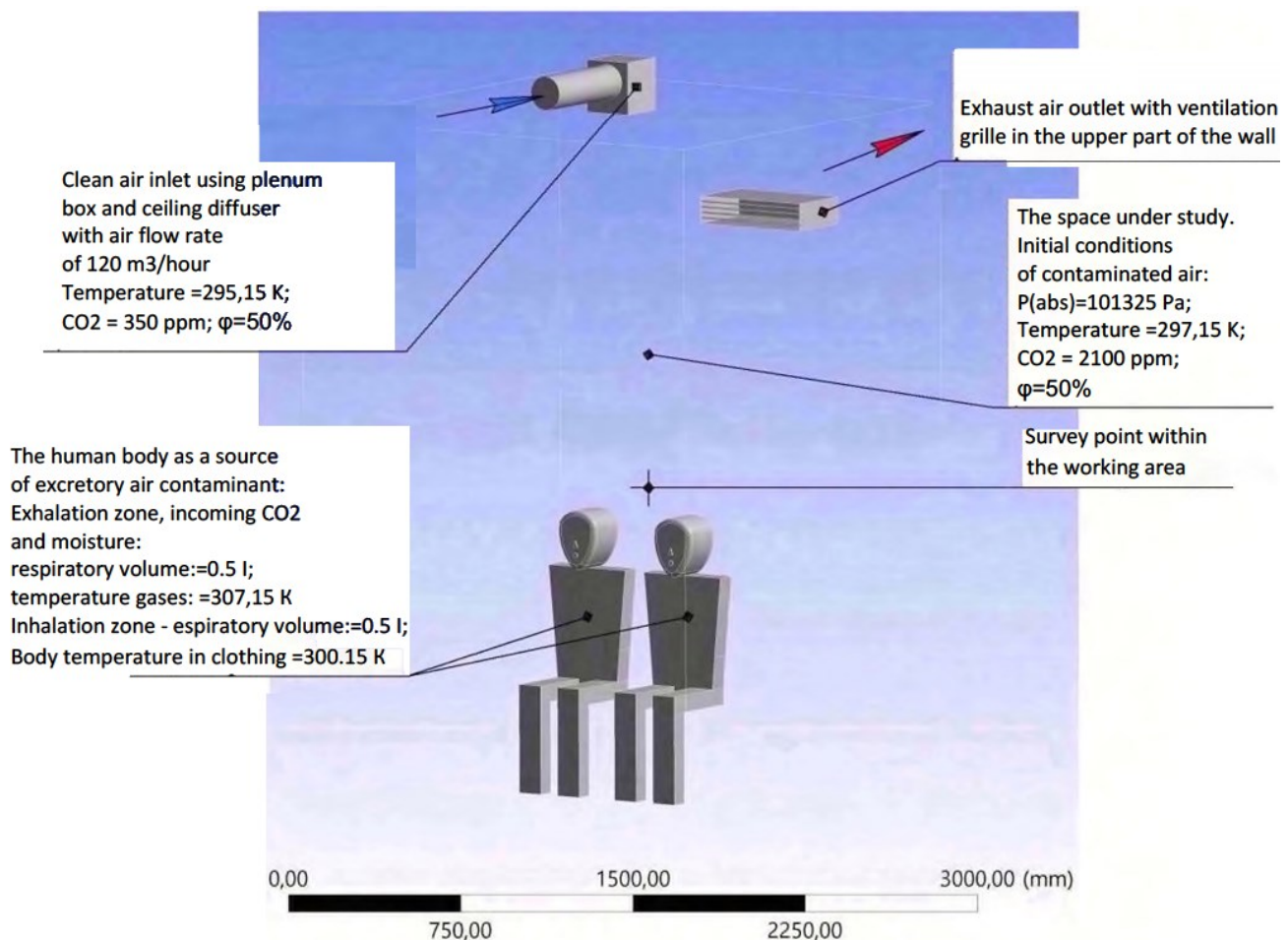


Fig. 1 Modeling and research according to scheme B

The dynamics of changes in the CO_2 concentration at the monitoring point in a 680-second period of time is presented in Fig. 2.

Volumetric visualization of changes in carbon dioxide content in a 680-second period of time according to scheme B is shown in Fig. 3-5

Discussion of research results. Based on the developed mathematical model, it became possible to solve such problems using the ANSYS software package as:

- Intake of "air pollutants" by a person in an isolated space.
- Modeling the intake of "air pollutants", scheme A;
- Modeling the intake of "air pollutants", scheme B.

The ANSYS mathematical apparatus allows analyzing the operation of a supply and exhaust unit for the redistribution and removal of the main "air pollutants" (carbon dioxide, heat, water vapor) from a room and tracking the values of temperature, moisture content, relative humidity, enthalpy and air velocity. In particular, based on the contour distribution of air pollutants in the surveyed space (Fig. 18-25), it became possible to evaluate and compare the efficiency of various air distribution schemes in the WA.

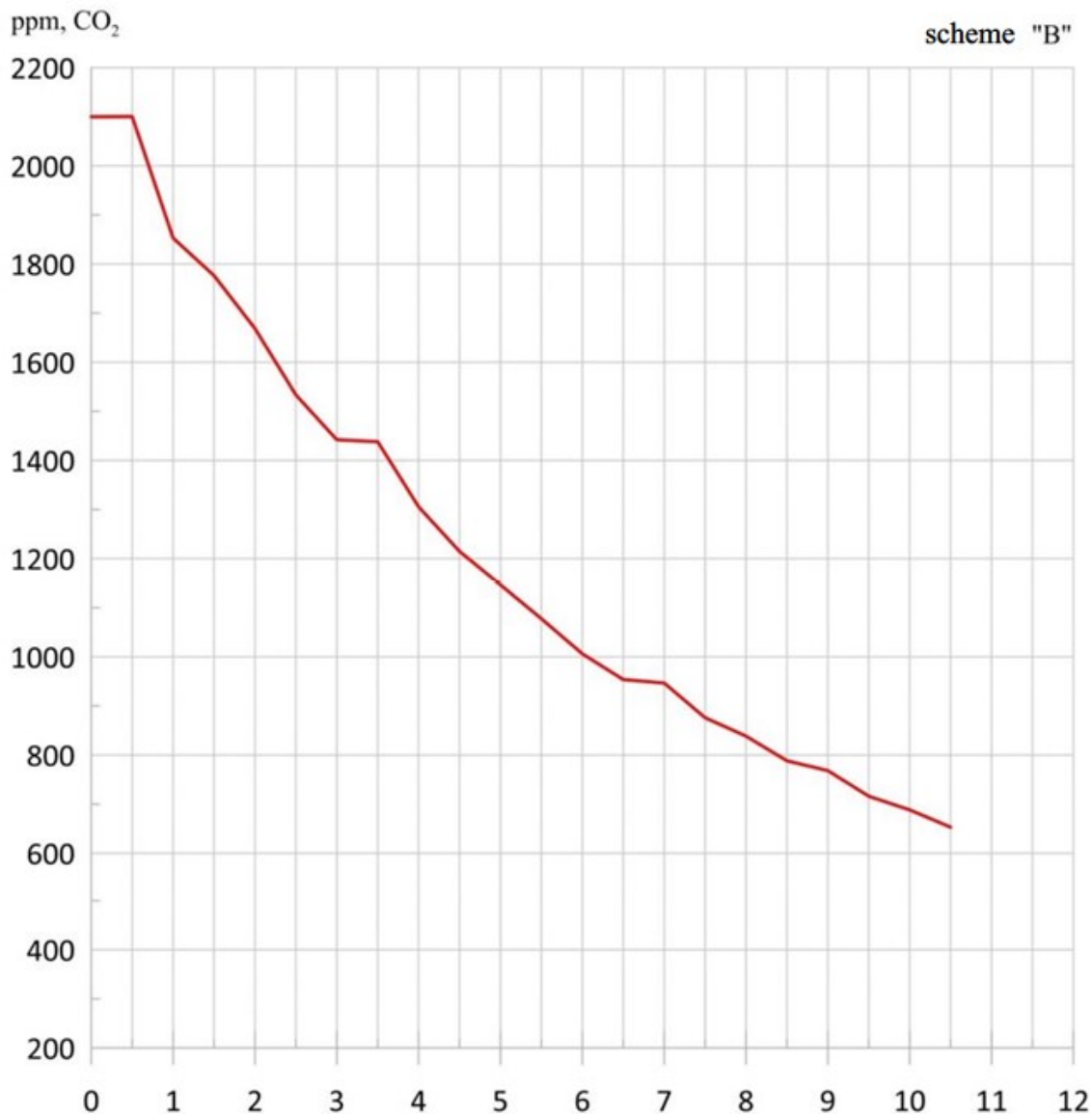


Fig. 2 Dynamics of changes in CO₂ concentration over time of observation

The rendering (visualization) of temperature and volumetric humidity content over time relative to the observation point is presented in Fig. 8-13. Stream lines from the ceiling diffuser of scheme B are in Fig. 6. Graphs of changes in temperature and relative air humidity for scheme B are presented in Fig. 7. The boundary contours of the distribution of "air contaminants" between the upper zone of the room and the WA after nine minutes of operation of supply and exhaust ventilation are shown in Fig. 14-17.

Fig. 18-29 shows the contours of temperature, air velocity, moisture content and carbon dioxide distribution over the height of the study space after 9 minutes of the study.

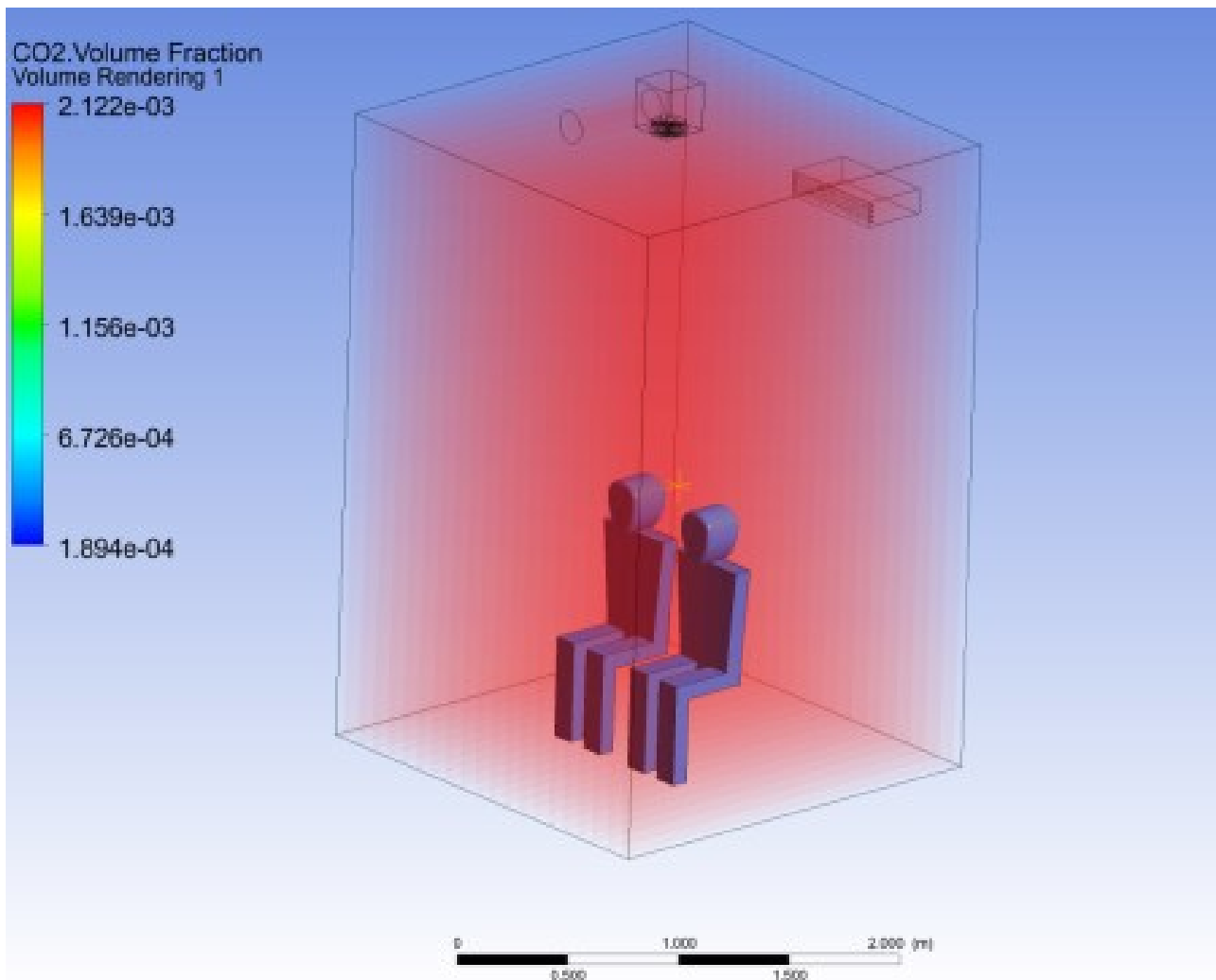


Fig. 3 Volumetric rendering of CO₂ over time relative to the observation point, scheme B, $T = 0$ s

Data processing in Fig. 18-29 made it possible to compare the obtained results with the regulatory requirements for the optimal parameters for introducing an air stream from a ceiling diffuser into a WA room (see Table 1).

Conclusions. With the use of the ansys software package, mathematical modeling of processes of changing the state of the air environment has become possible. An objective opportunity has appeared to study: processes of heat and mass exchange and hydrogas dynamics during the interaction of systems (human and air handling unit operating according to various air change schemes); obtain intermediate results of the efficiency of various air change schemes in the room. Subsequent publications will allow a comprehensive assessment and comparison of the efficiency of all four air change schemes we have chosen, when solving the inverse problem (bringing the parameters of the polluted air environment of the room to optimal standard parameters by means of general exchange ventilation).

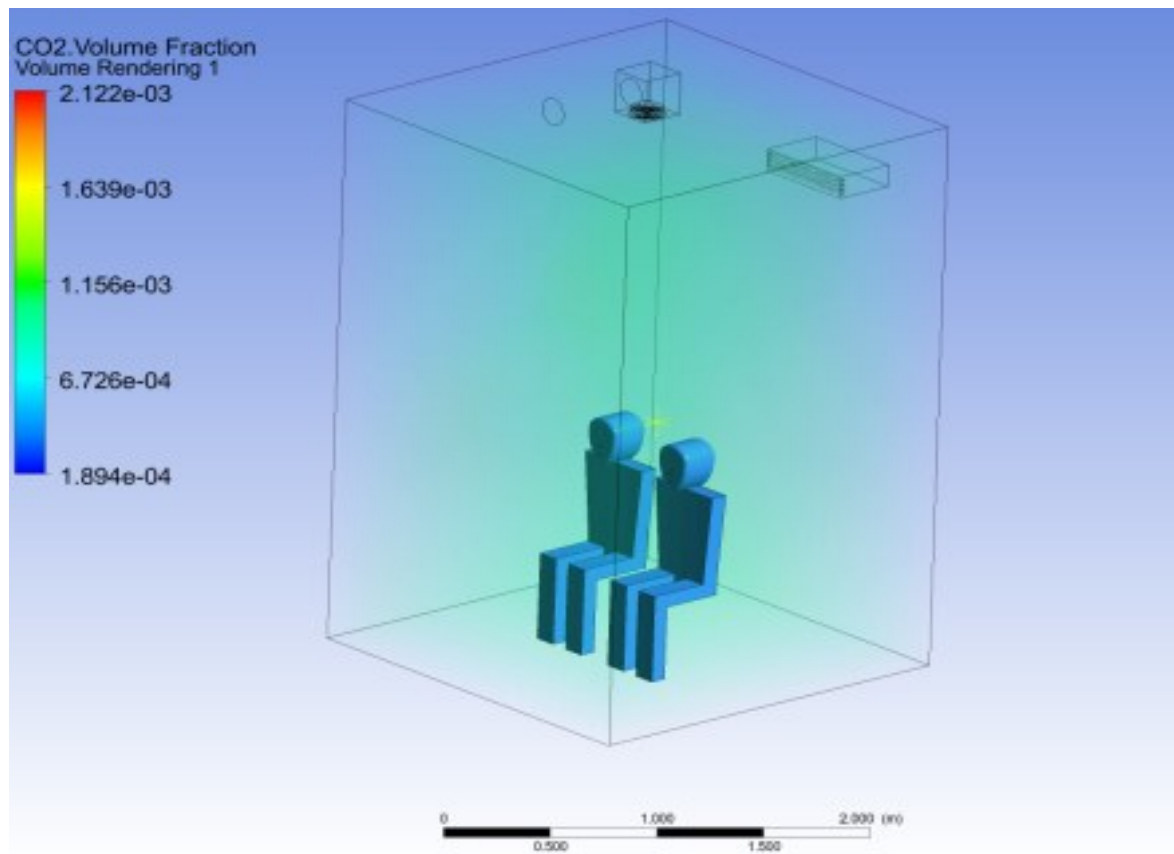


Fig. 4 Volumetric rendering of CO₂ over time relative to the observation point, scheme B, T=340 s

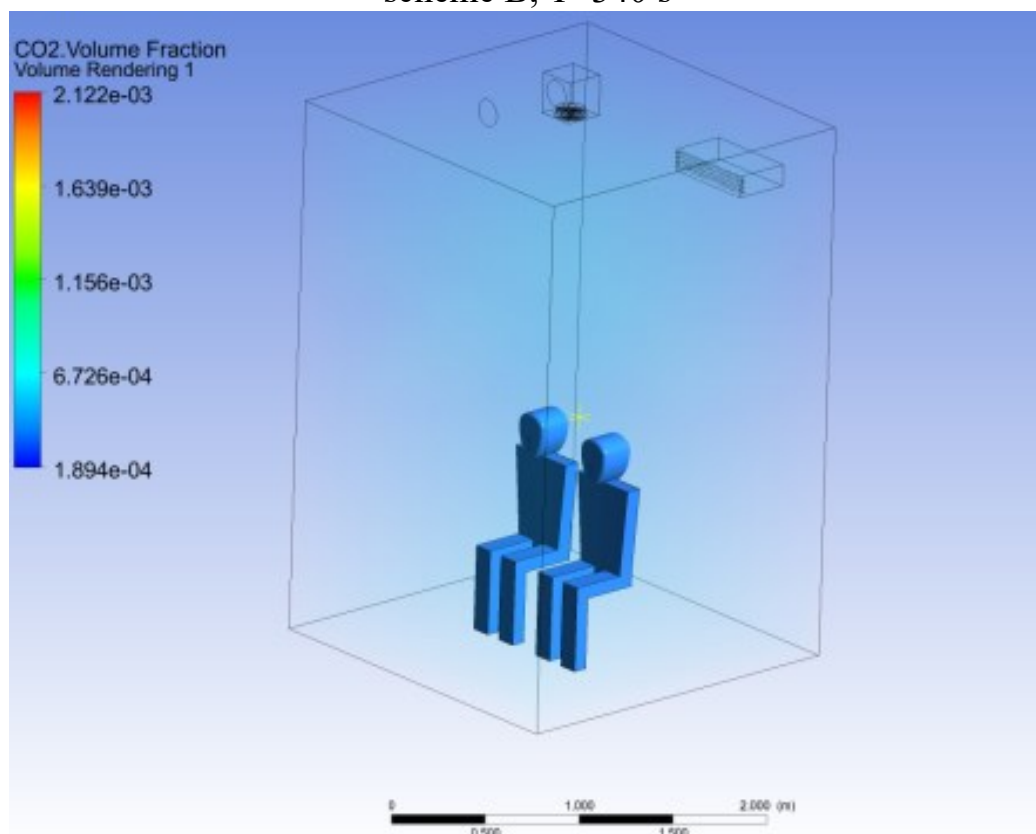


Fig. 5 Volumetric rendering of CO₂ over time relative to the observation point, scheme B, T = 680 s

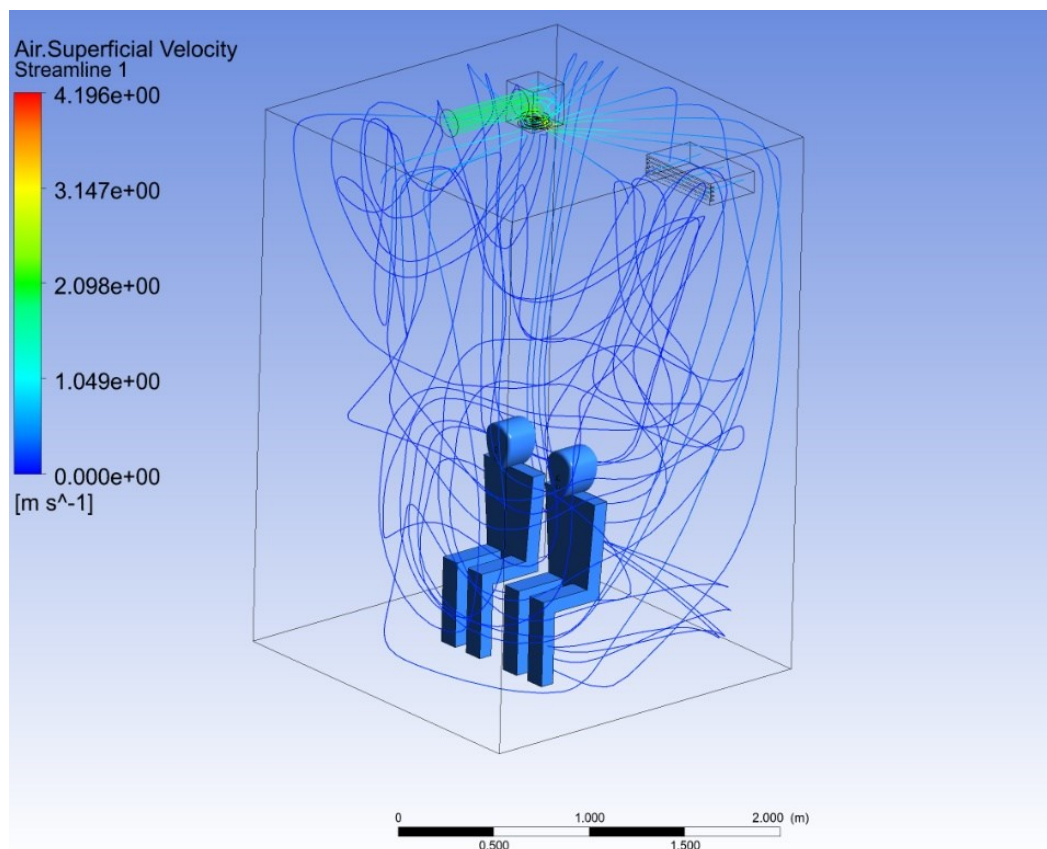


Fig. 6 Stream lines

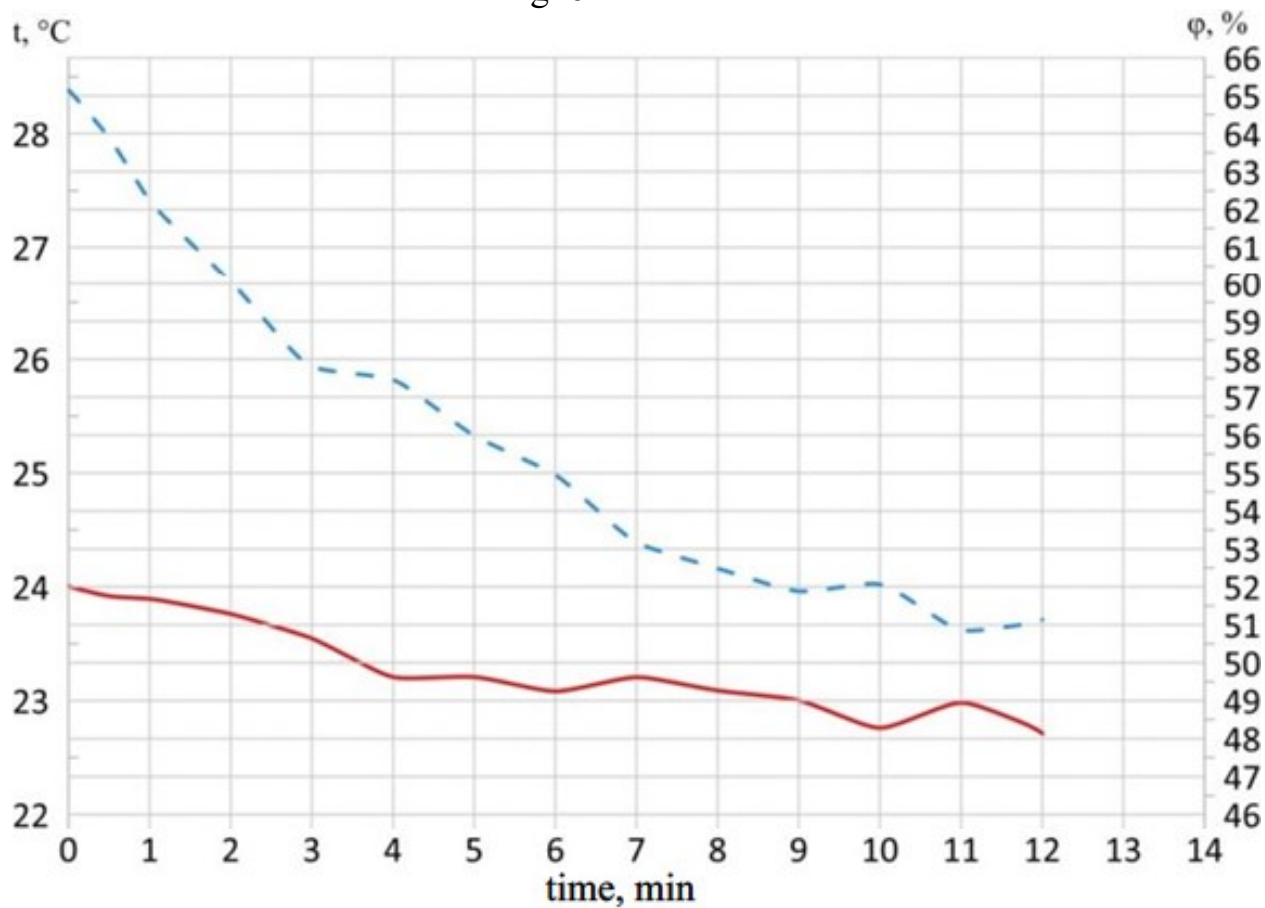


Fig. 7 Graph of changes in temperature and relative air humidity

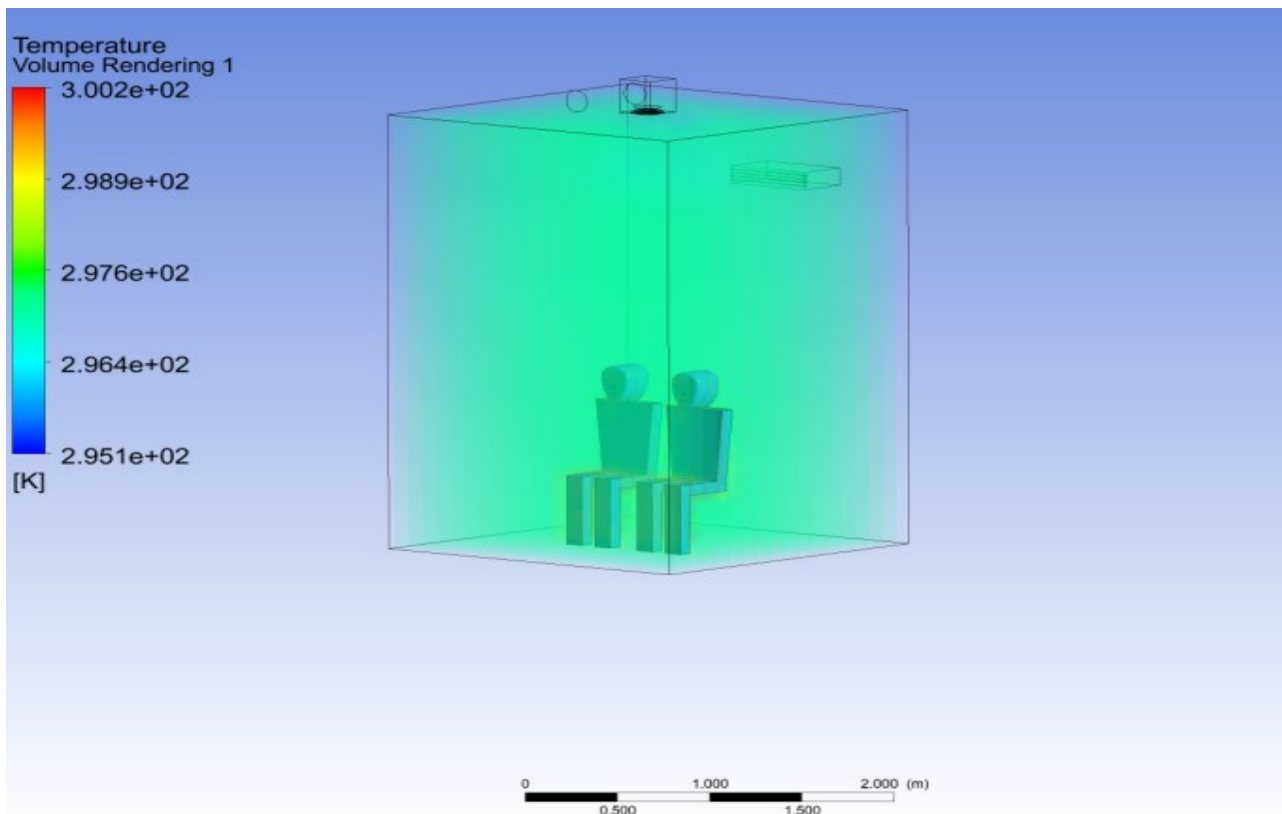


Fig. 8 Rendering of temperature and volumetric humidity content over time relative to the observation point: $t_1=24.0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_1=0\text{ s}$

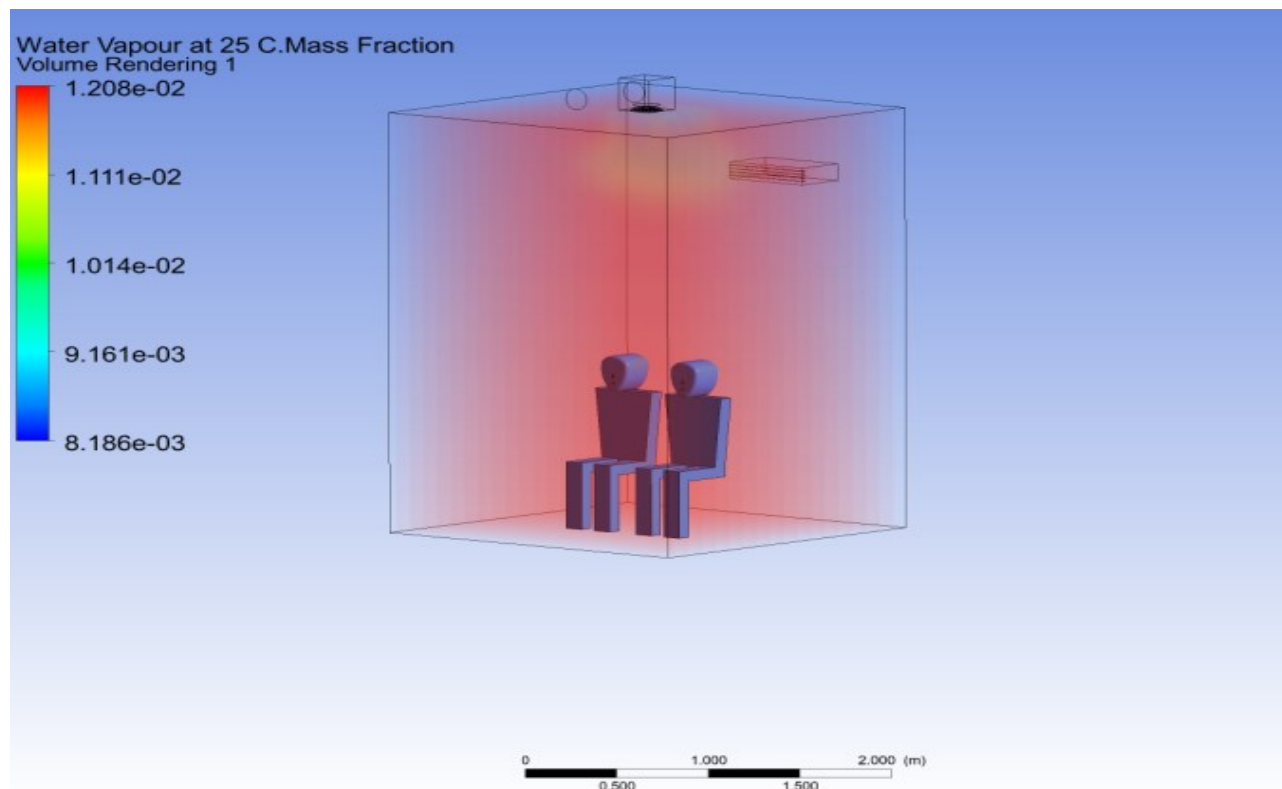


Fig. 9 Rendering of temperature and volumetric humidity content over time relative to the observation point: $d_1=12.0$ g/kg, $T_1=0$ s

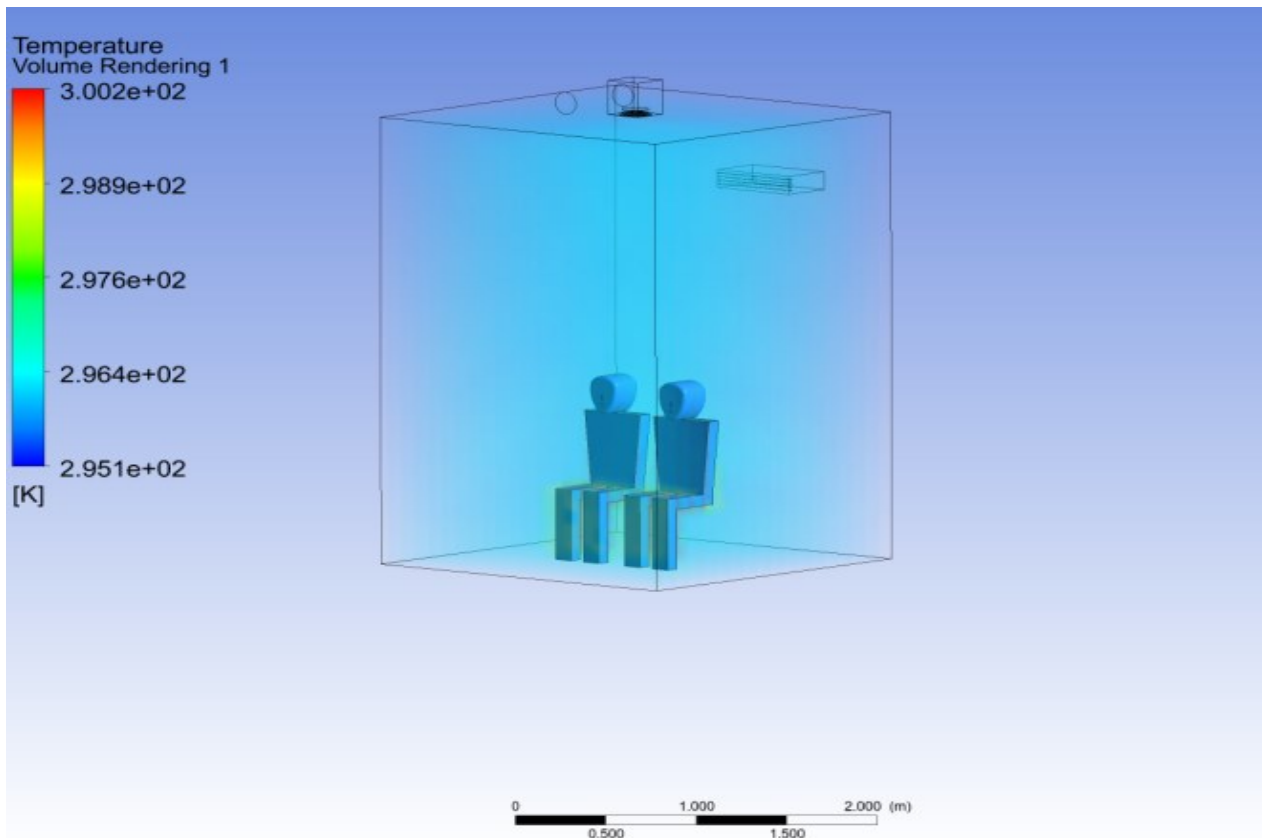


Fig. 10 Rendering of temperature and volumetric humidity content over time relative to the observation point: $t_2=23.08$ °C, $T_2=360$ s

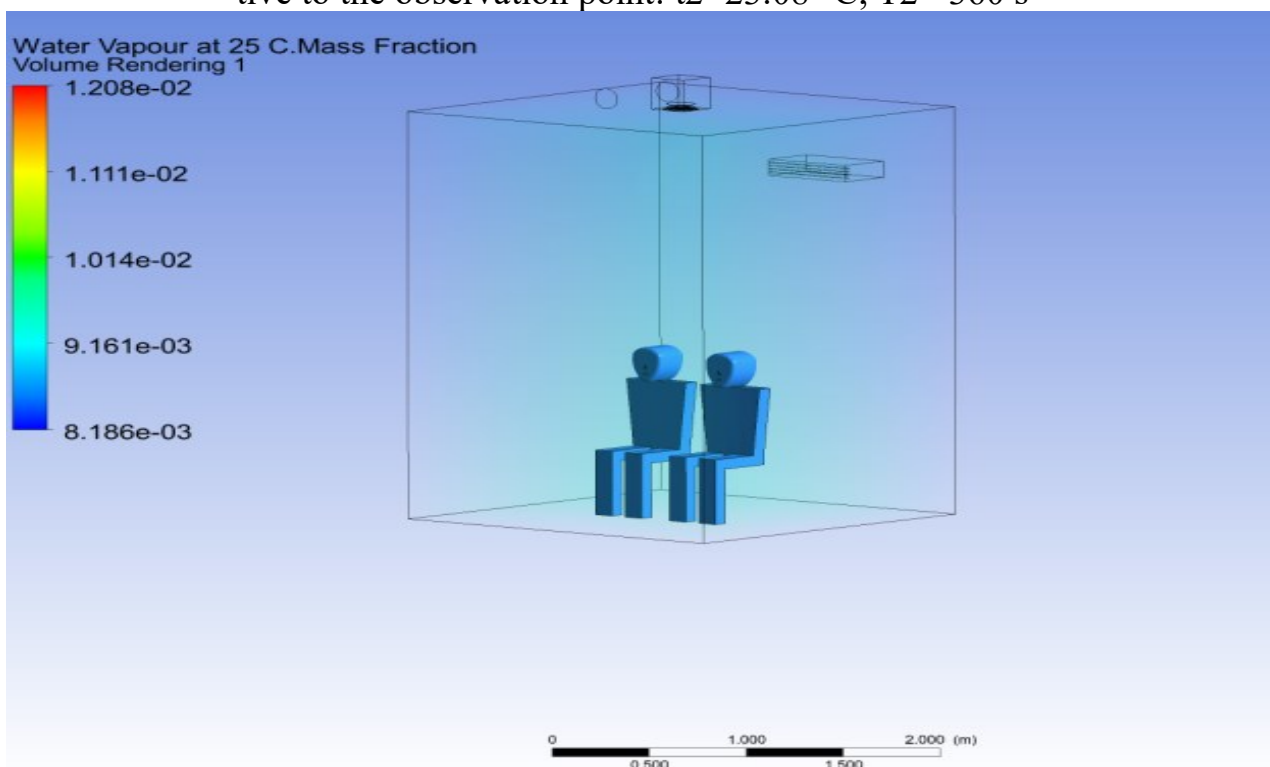


Fig. 11 Rendering of temperature and volumetric humidity content over time relative to the observation point: $d_2=9.56$ g/kg, $T_2=360$ s

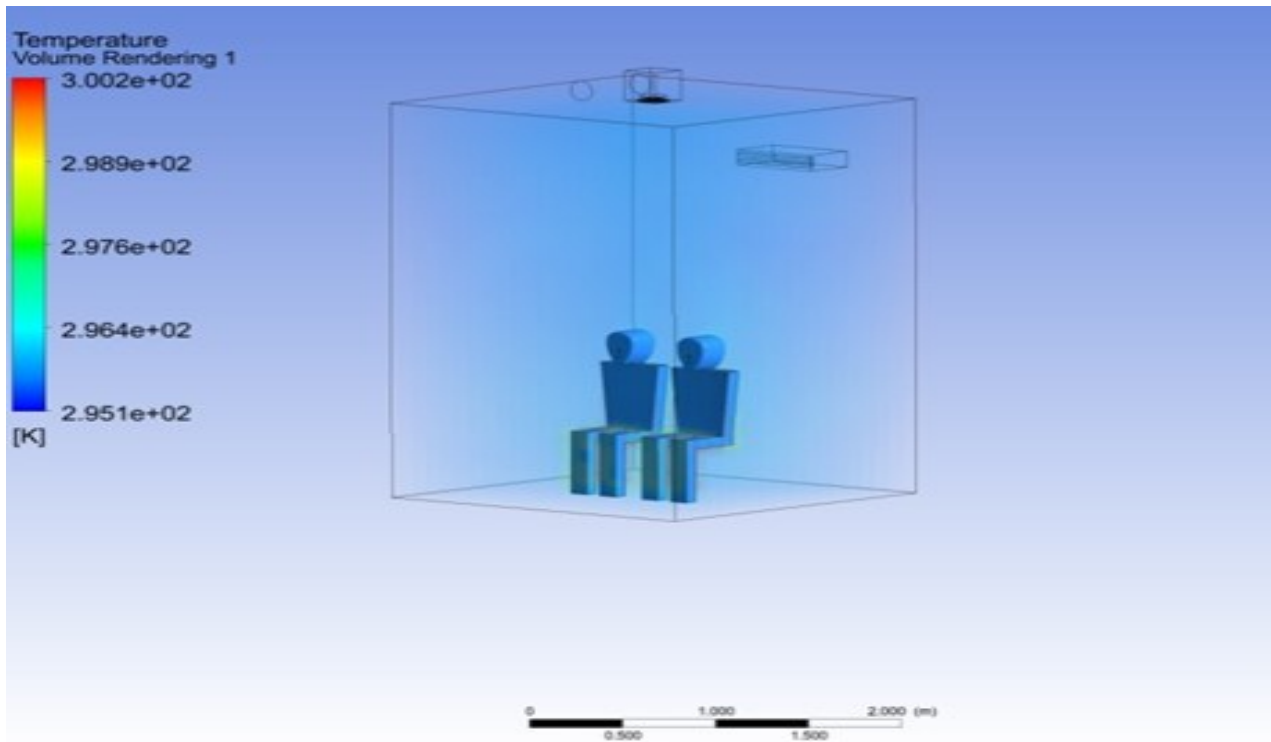


Fig. 12 Rendering of temperature and volumetric humidity content over time relative to the observation point: $t_3=22.71$ °C, $T_3=720$ s

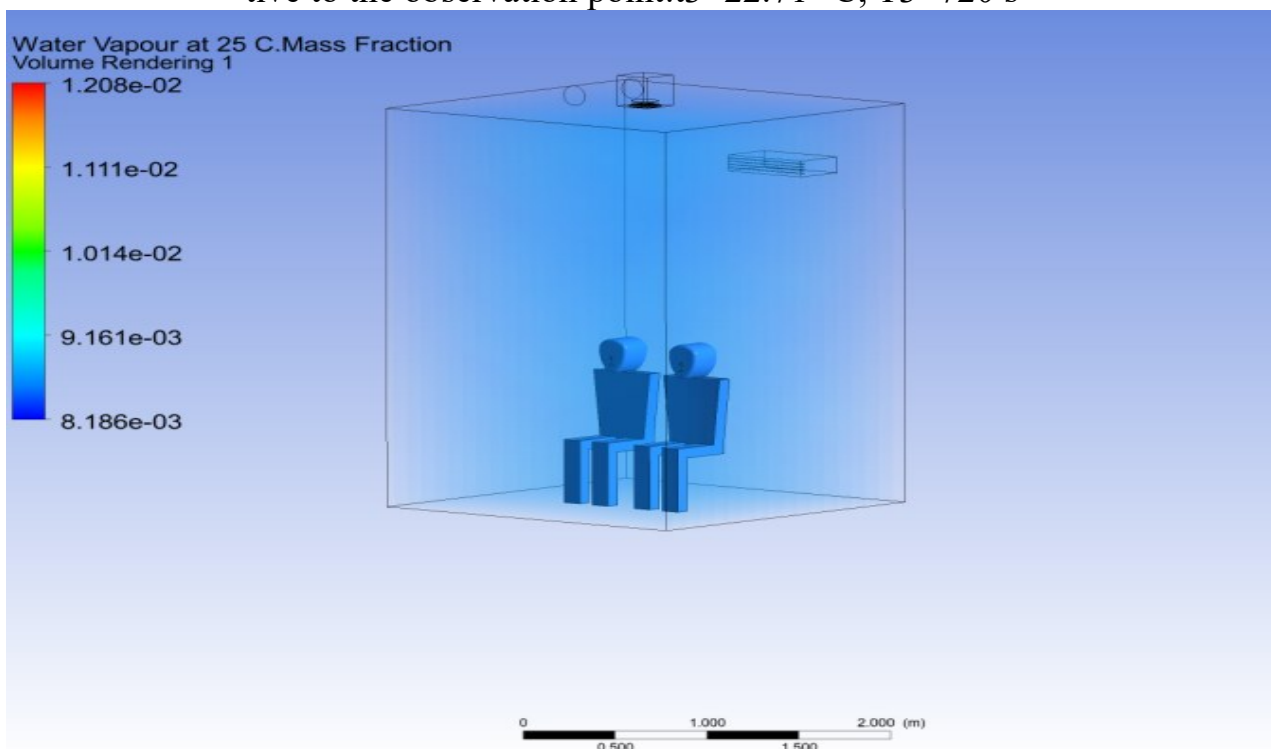


Fig. 13 Rendering of temperature and volumetric humidity content over time relative to the observation point: $d_3=8.7$ g/kg, $T_3=720$ s

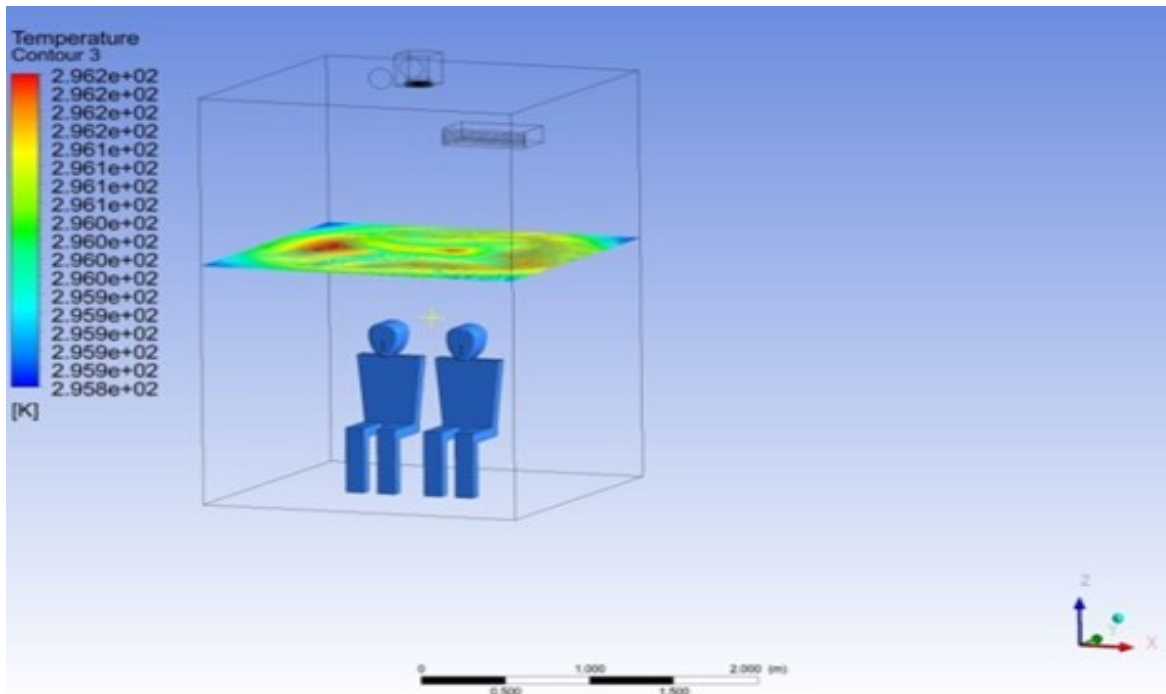


Fig. 14 Boundary WA contours of: temperature distribution (t); humidity content (d); air velocity (v); carbon dioxide (CO₂) concentration, scheme B: $d_{\min}=8.87$ g/kg, $d_{\max}=9.05$ g/kg,

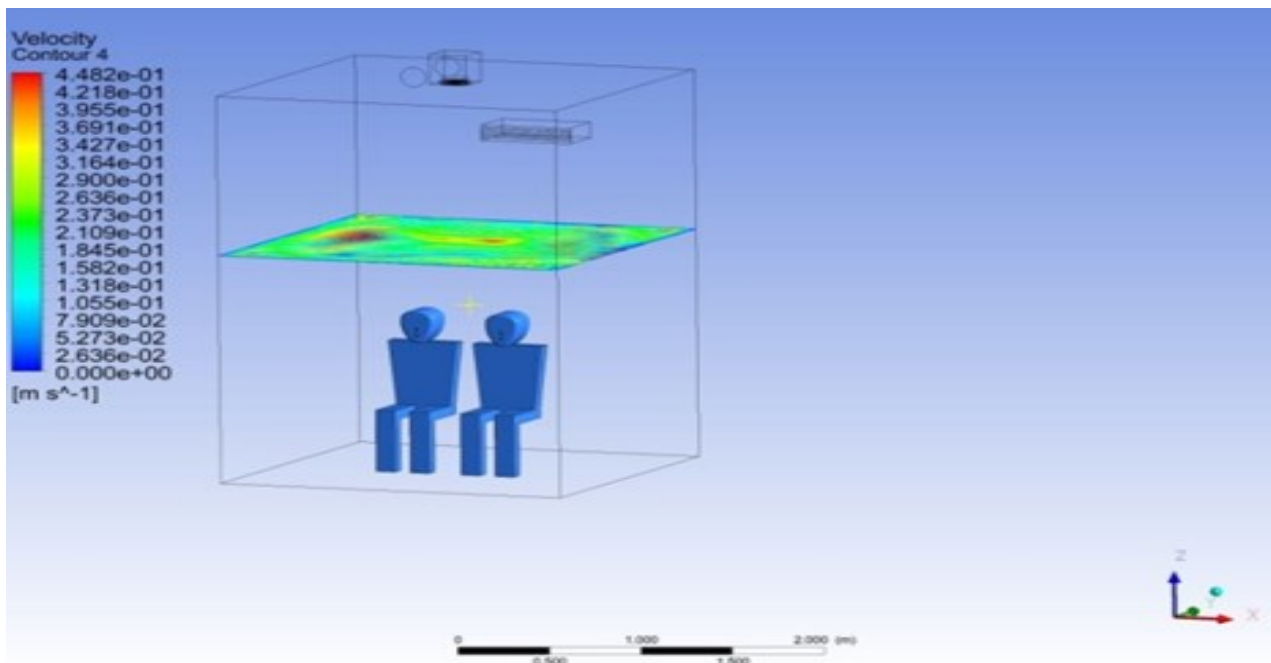


Fig. 15 Boundary WA contours of: temperature distribution (t); humidity content (d); air velocity (v); carbon dioxide (CO₂) concentration, scheme B: $v_{\min}=0$ m/s, $v_{\max}=0.482$ m/s, $T=540$ s

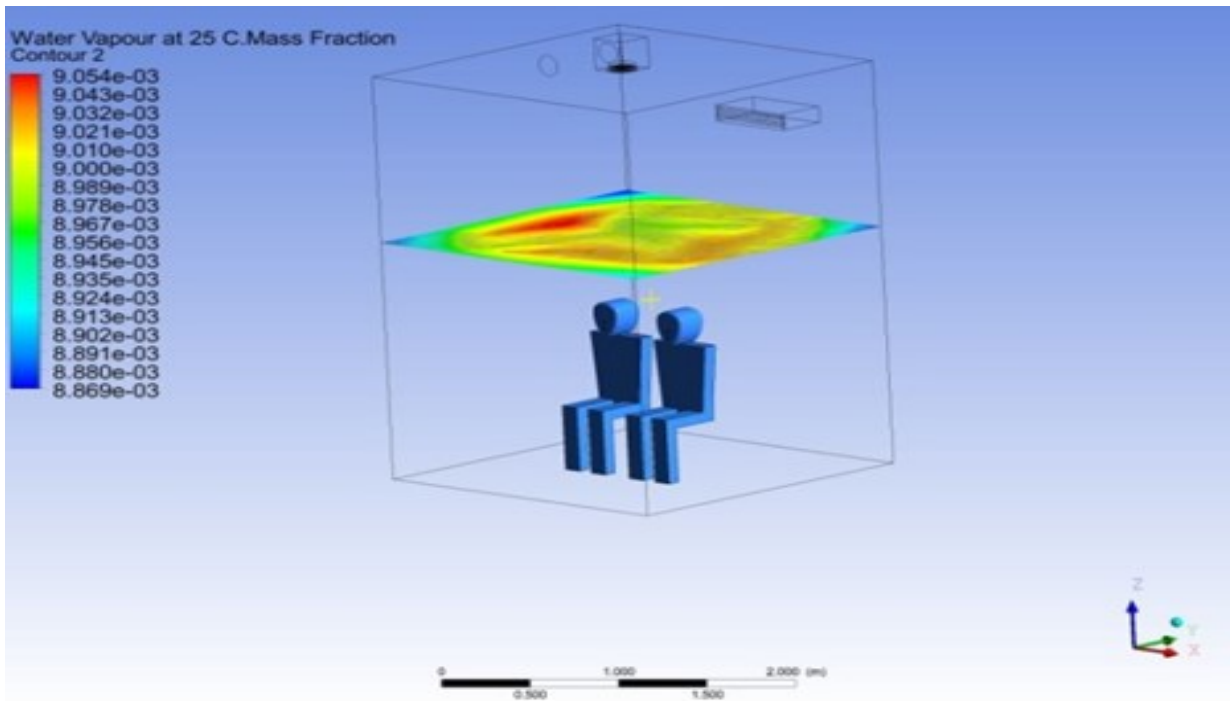


Fig. 16 Boundary WA contours of: temperature distribution (t); humidity content (d); air velocity (v); carbon dioxide (CO₂) concentration, scheme B: $d_{\min}=8.87$ g/kg, $d_{\max}=9.05$ g/kg

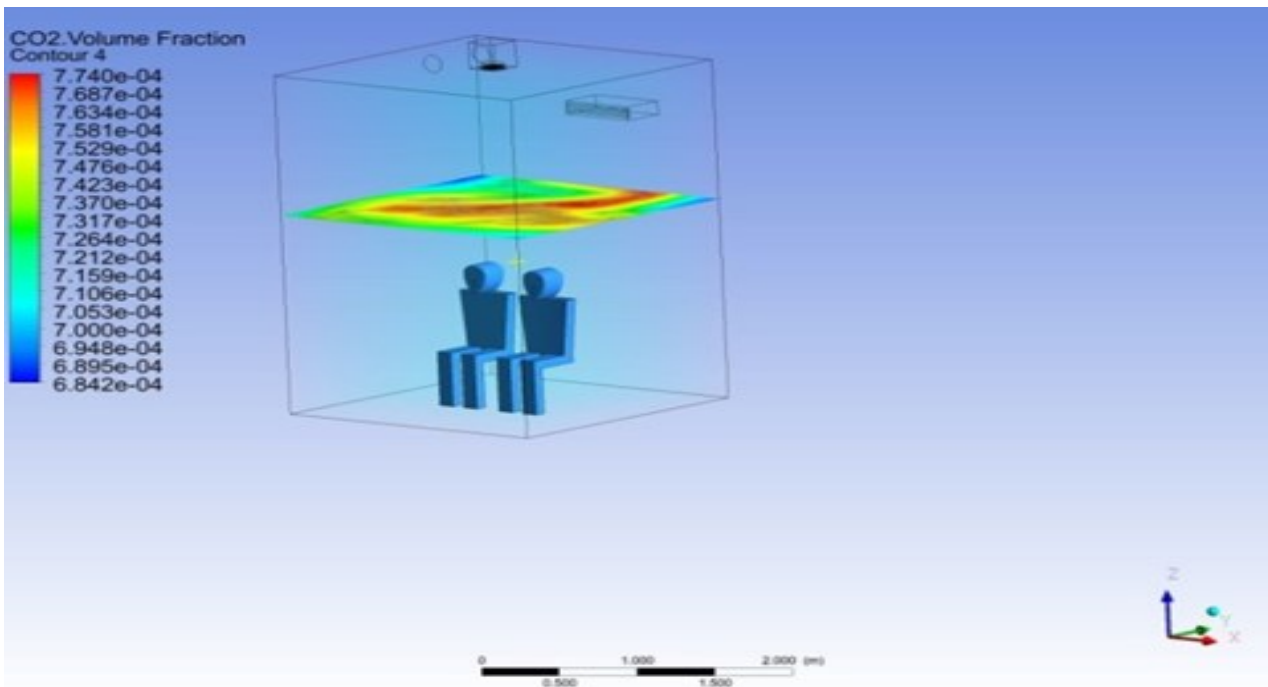


Fig. 17 Boundary WA contours of: temperature distribution (t); humidity content (d); air velocity (v); carbon dioxide (CO₂) concentration, scheme B: CO₂_{min}=684 ppm, CO₂_{max}=774 ppm,

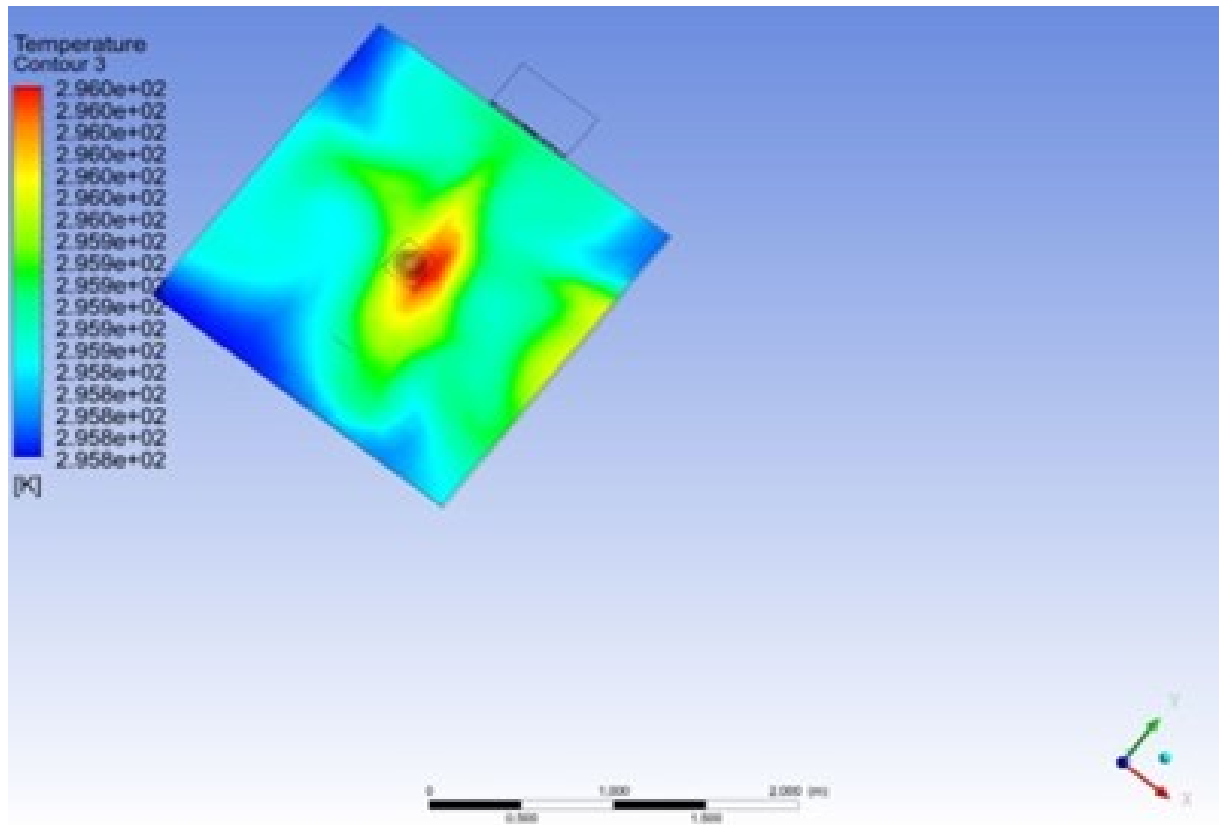


Fig. 18. Temperature contours of the considered air exchange schemes at the entrance/exit to/from the WA: $t_{\min}=22.65$ °C, $t_{\max}=22.85$ °C $T=540$ s Scheme A

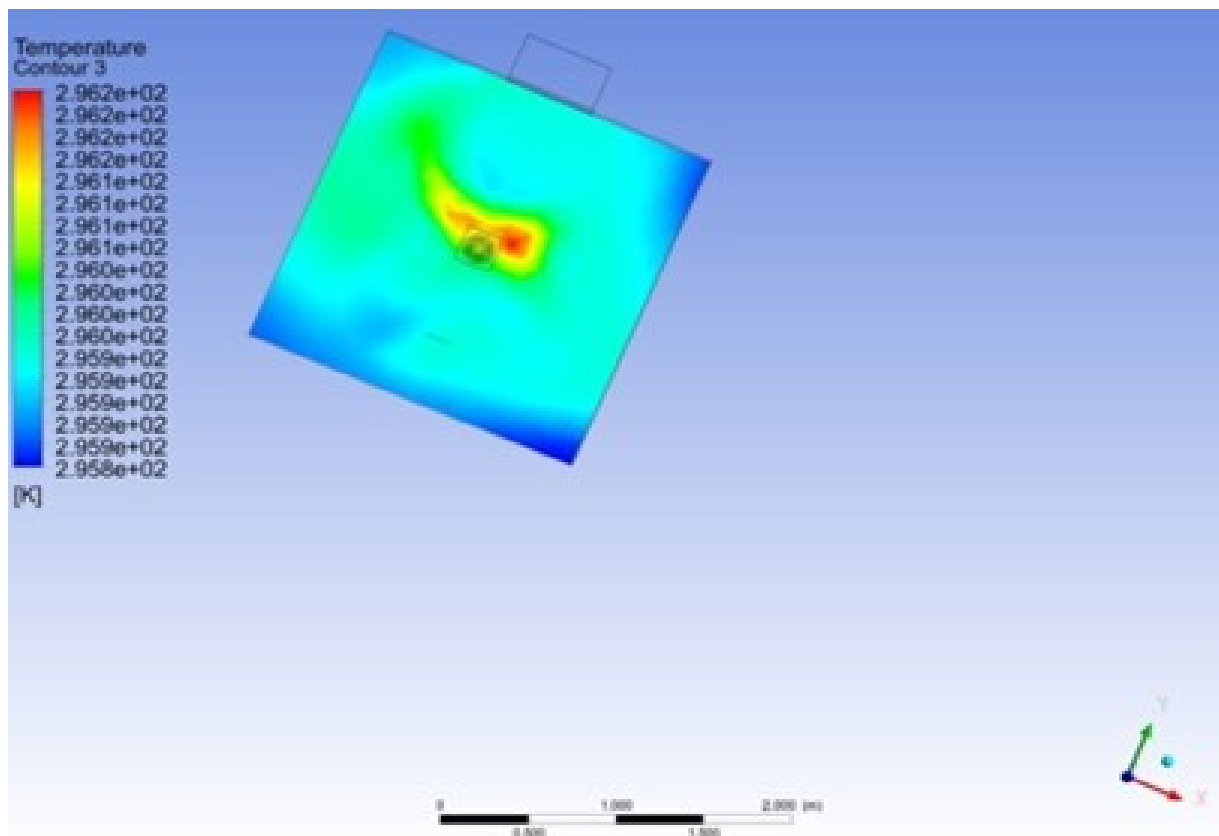


Fig. 19. Temperature contours of the considered air exchange schemes at the entrance/exit to/from the WA: $t_{\min}=22.65$ °C, $t_{\max}=23.05$ °C $T=540$ s Scheme B

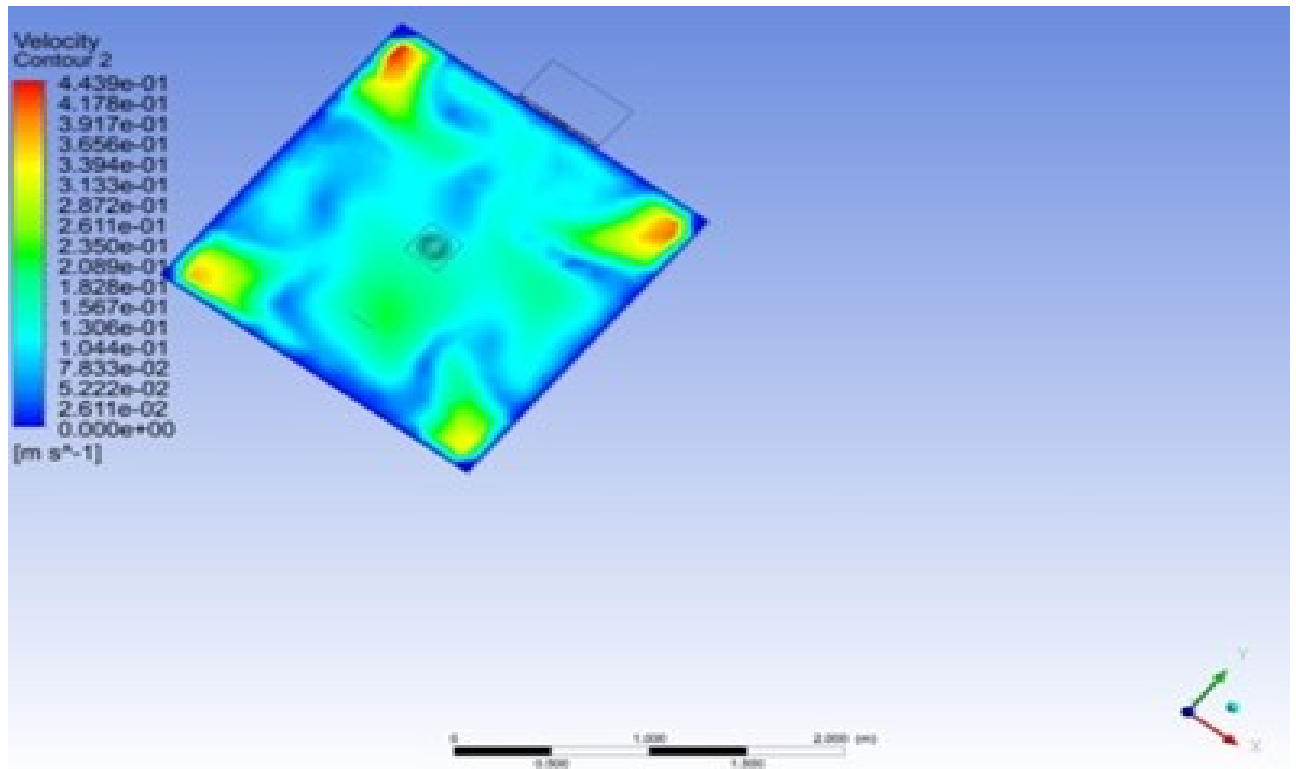


Fig. 20. Air velocity contours for the considered air exchange schemes at the entrance/exit to/from the WA: $v_{min}=0$ m/s, $v_{max}=0.439$ m/s, $T=540$ s Scheme A

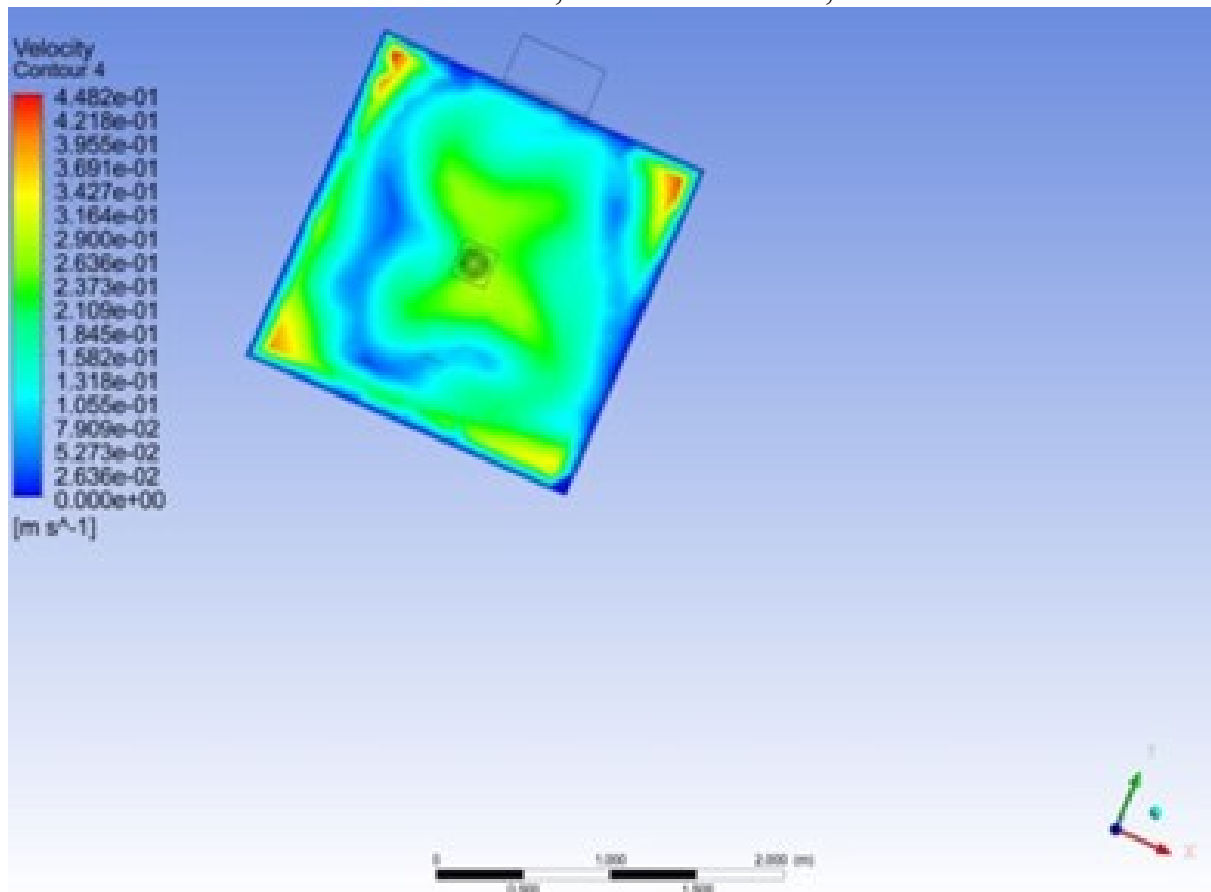


Fig. 21. Air velocity contours for the considered air exchange schemes at the entrance/exit to/from the WA: $v_{min}=0$ m/s, $v_{max}=0.448$ m/s, $T=540$ s Scheme B

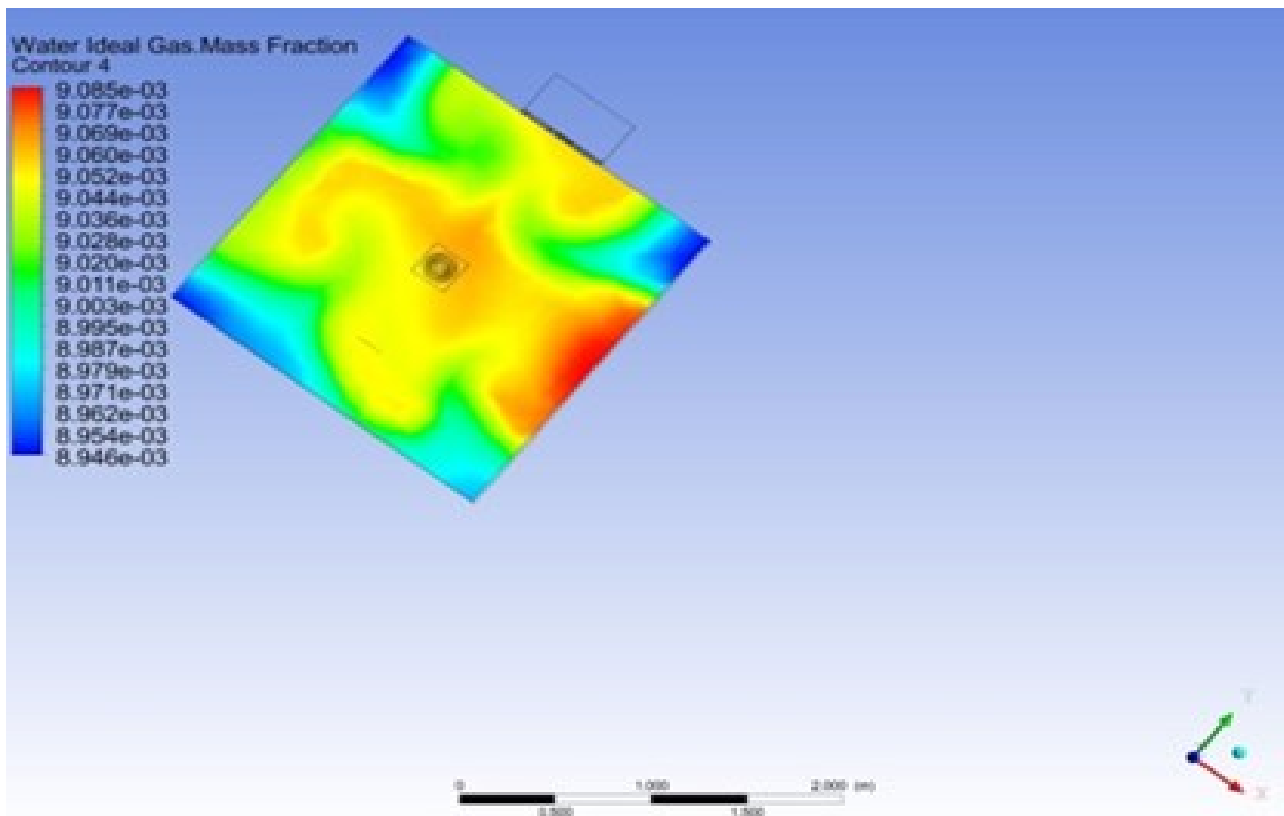


Fig. 22 Moisture content contours for the considered air exchange schemes at the entrance/exit to/from the WA: $d_{\min}=8.95$ g/kg, $d_{\max}=9.09$ g/kg, $T=540$ c Scheme A.

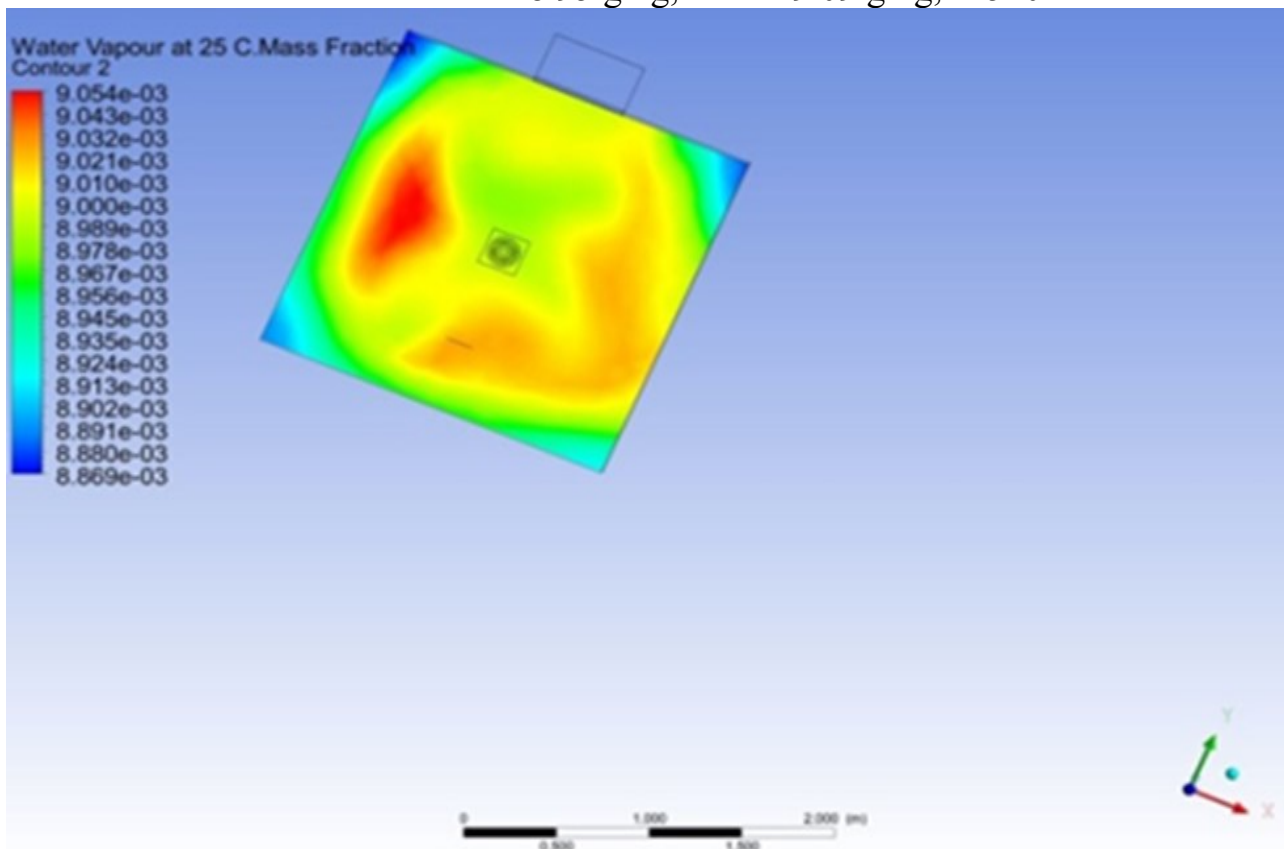


Fig. 23 Moisture content contours for the considered air exchange schemes at the entrance/exit to/from the WA: $d_{\min}=8.86$ g/kg, $d_{\max}=9.05$ g/kg, $T=540$ c Scheme B

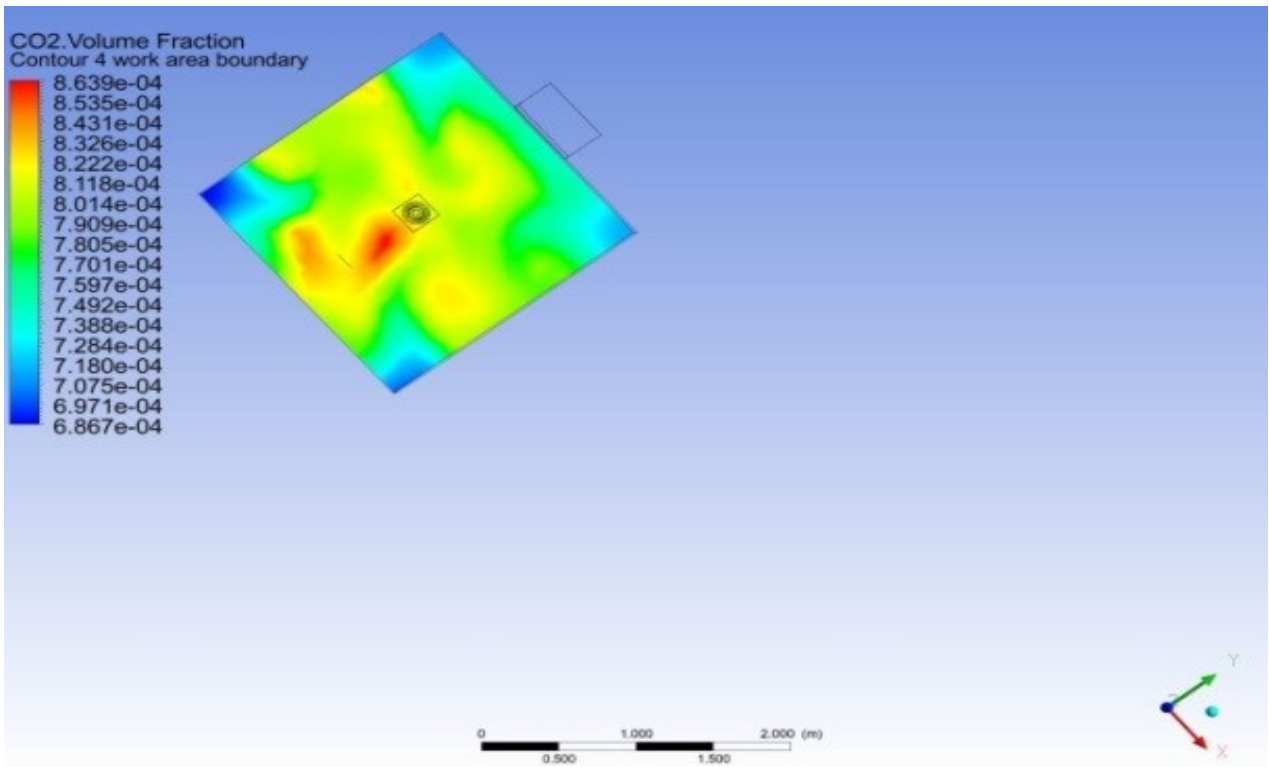


Fig. 24 CO₂ concentration contours for the considered air exchange schemes at the entrance/exit to/from the WA: CO_{2min}=687 ppm, CO_{2max}=864 ppm, T=540 c Scheme A

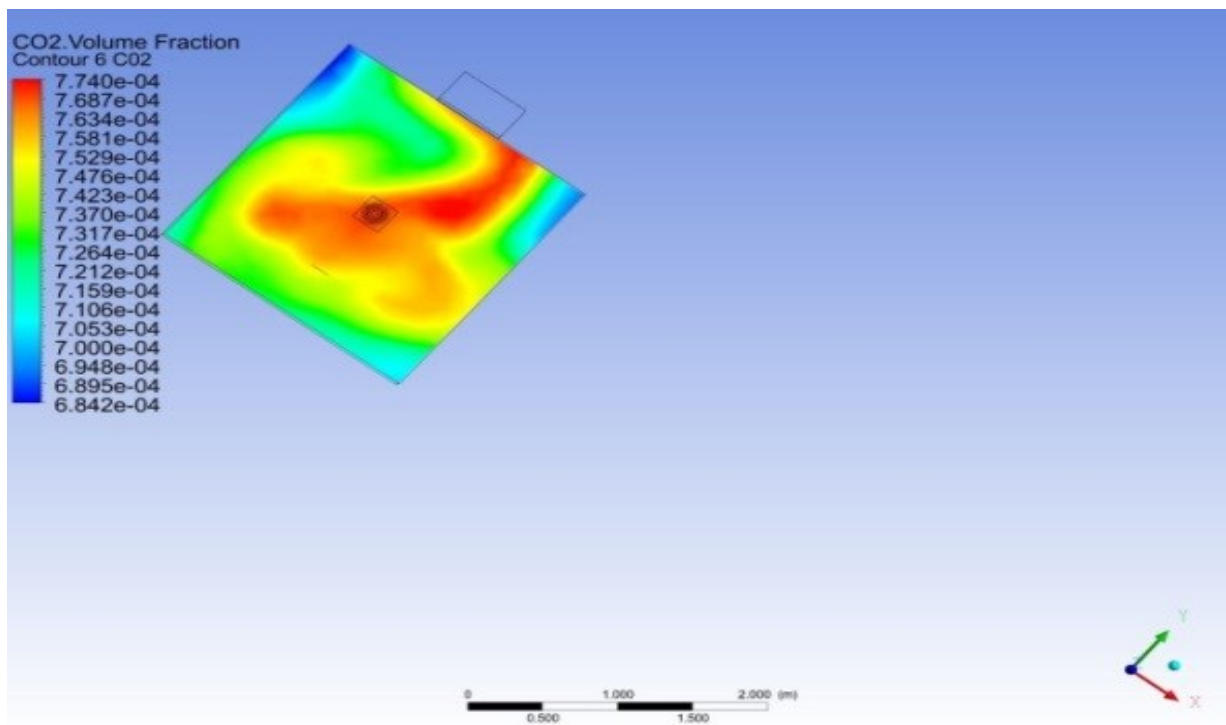
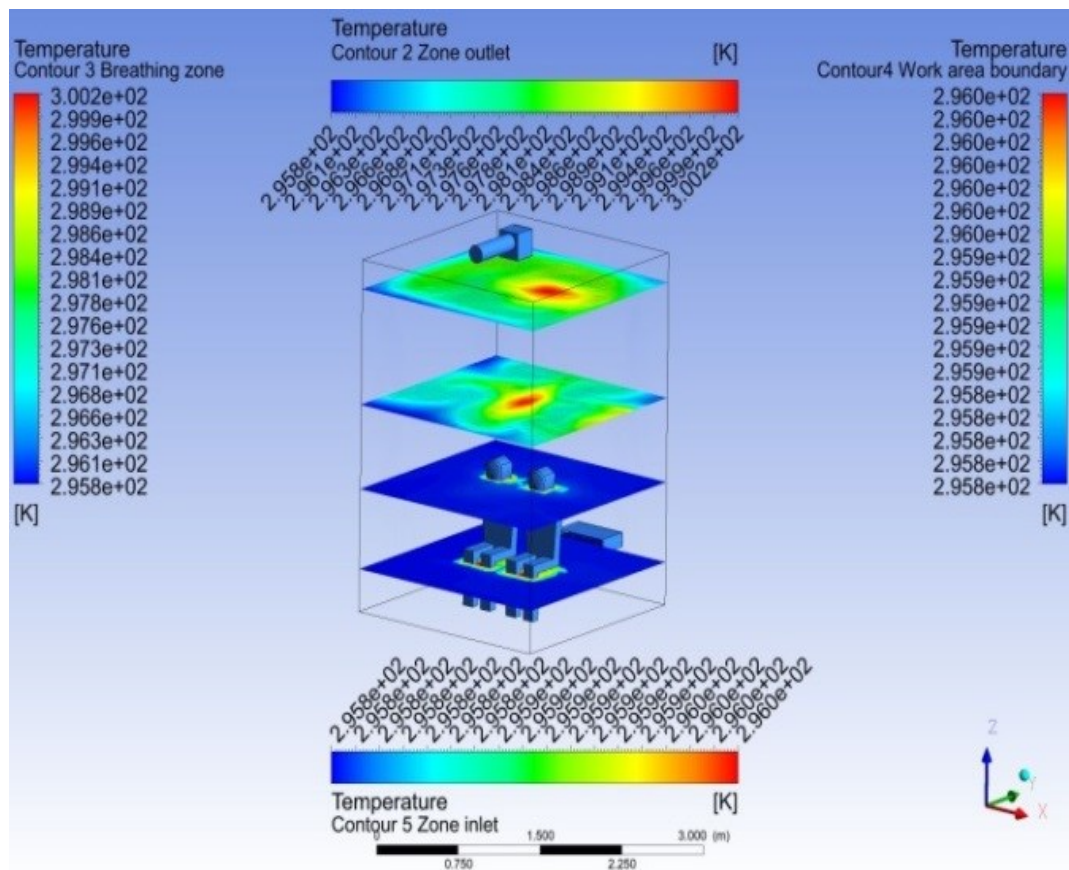
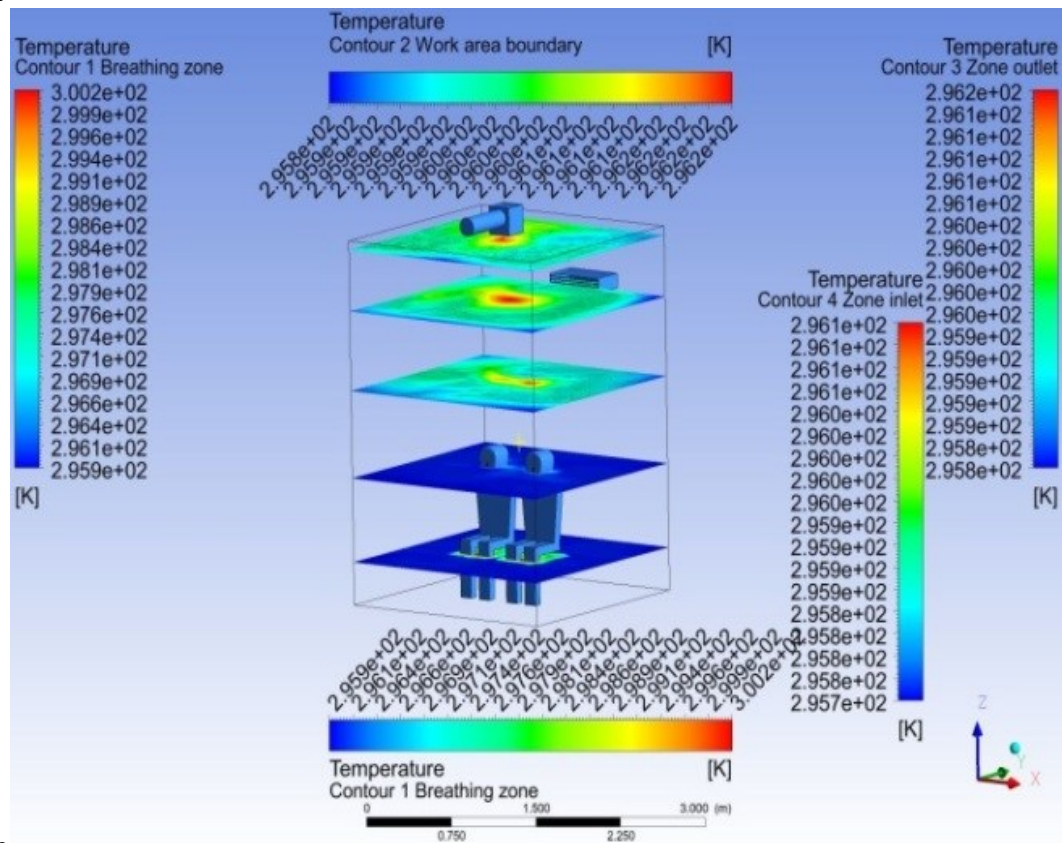


Fig. 25 CO₂ concentration contours for the considered air exchange schemes at the entrance/exit to/from the WA: CO_{2min}=684 ppm, CO_{2max}=774 ppm, T=540 c Scheme B

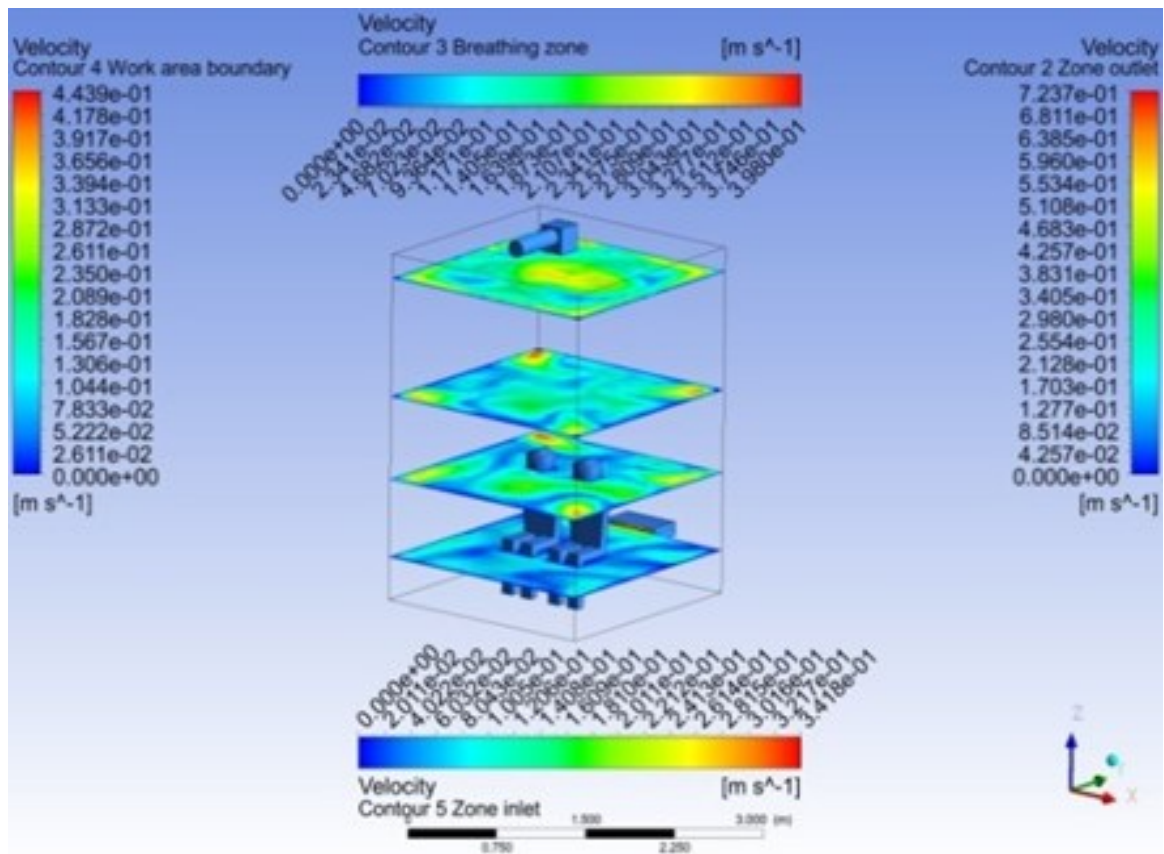


a

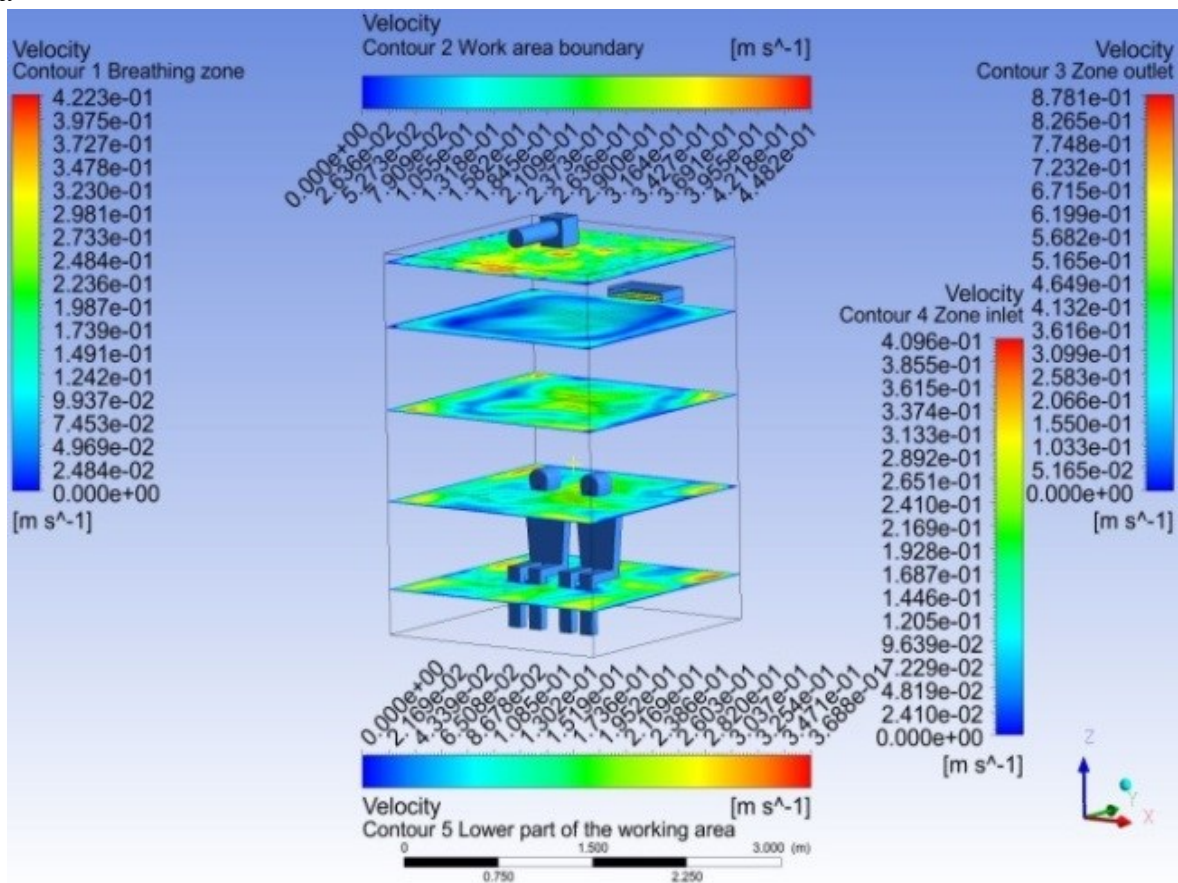


b

Fig. 26 Variation of air temperature by height of the investigated space:
a – scheme A,T-540c; b – scheme B T-540 c



a



b

Fig. 27 Variation of air velocity along the height of the investigated space:
a – scheme A, T-540 c; b – scheme B, T-540 c

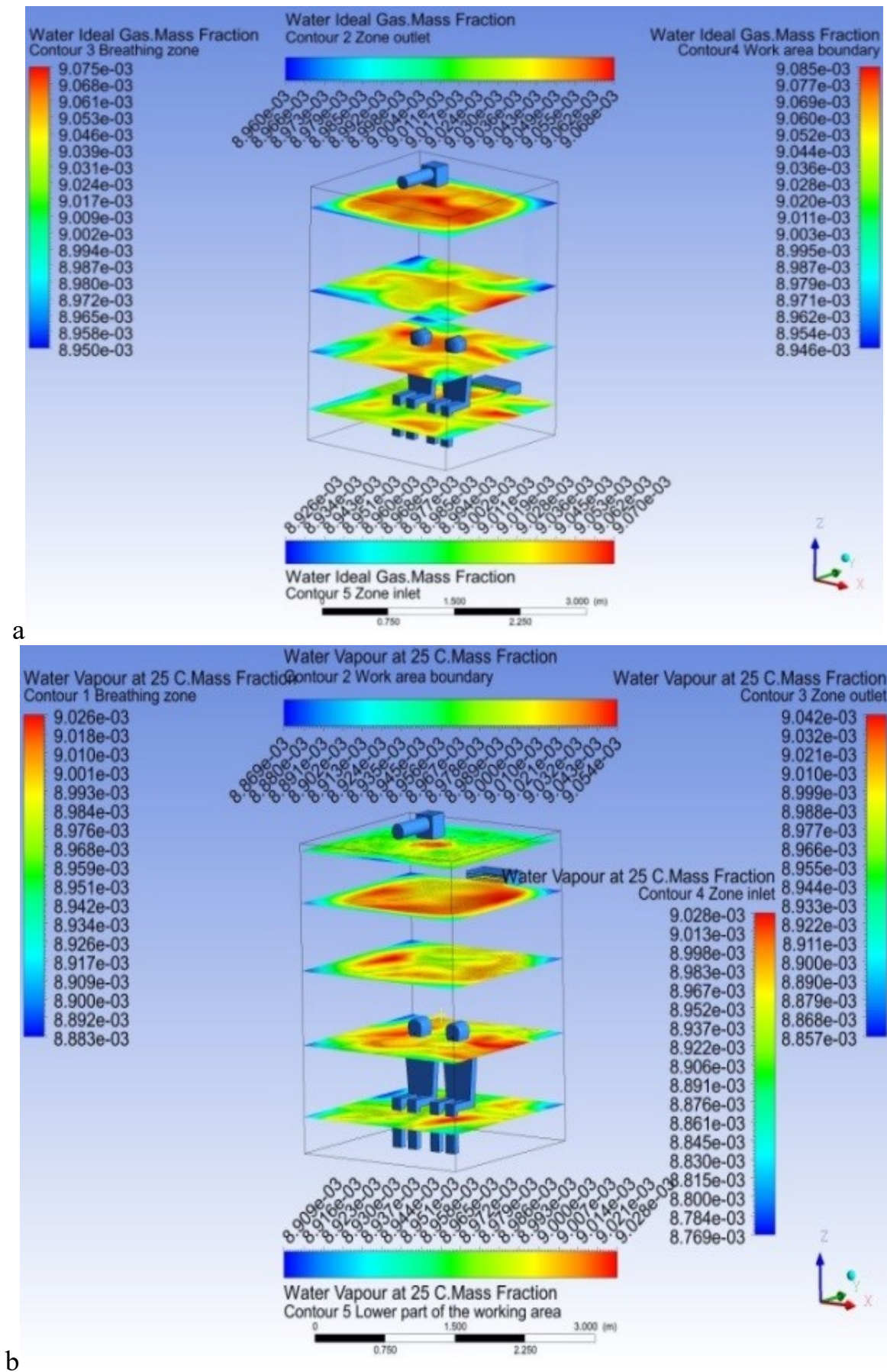
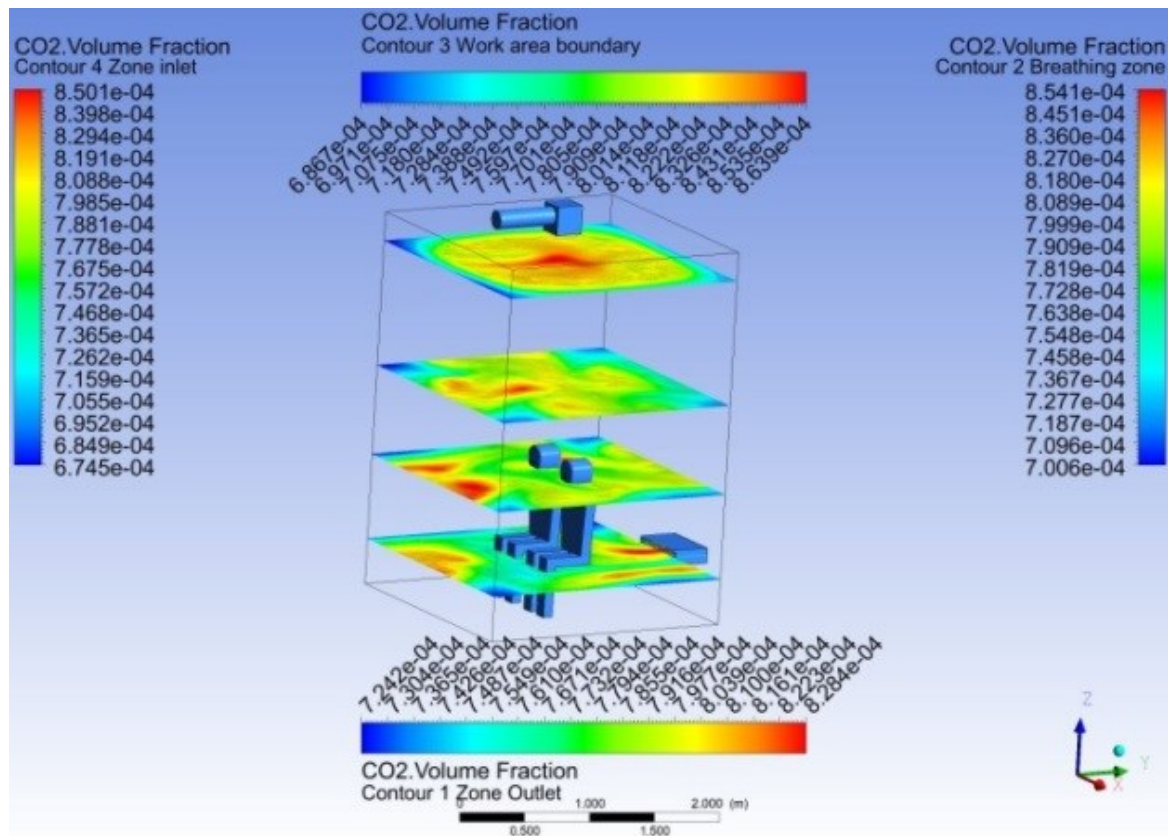
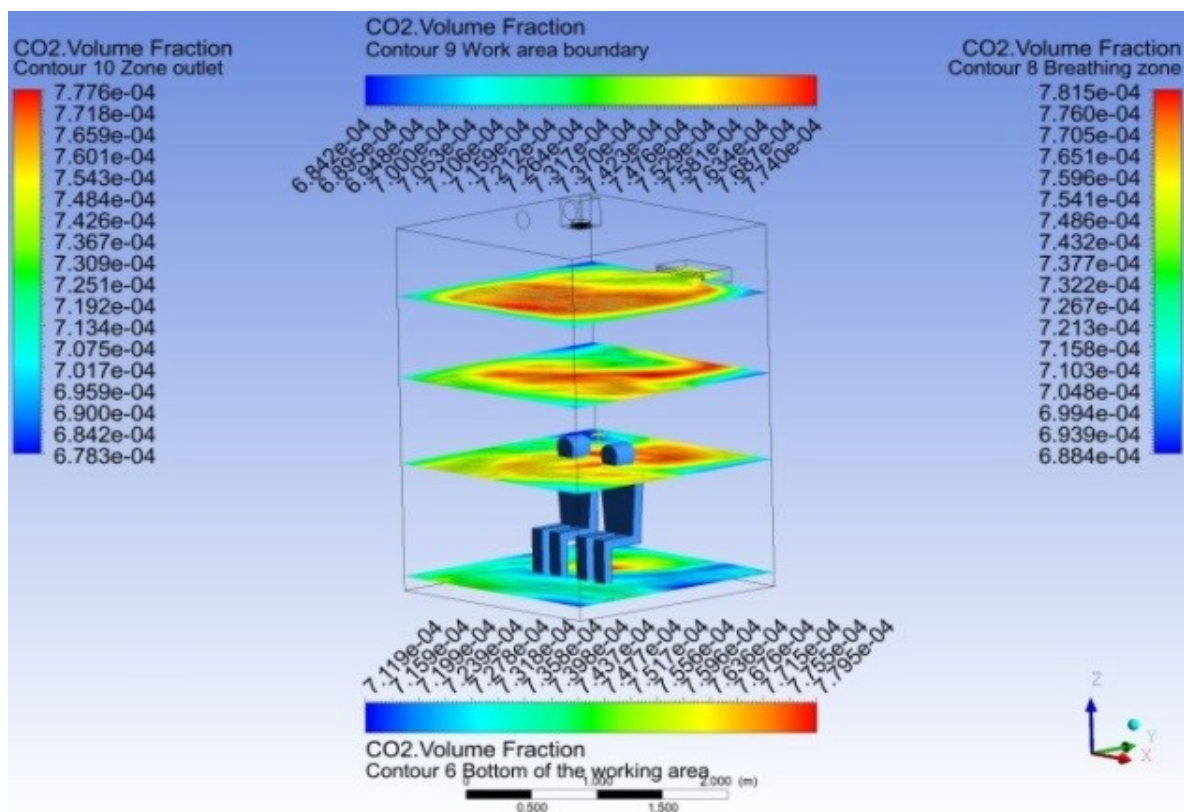


Fig. 28 Variation of air moisture content by height of the investigated space: a – scheme A, T-540 c; b – scheme B, T-540 c



a



b

Fig. 29 Variation of CO₂ content by the height of the investigated space: : a – scheme A, T-540 c; b – scheme B, T-540 c

Table 1

Air parameters at the entrance of the supply jet into the working area of the room

Parameters	The range of changes in the indicator is from min to max in the boundary plane of the room WA		Optimal parameters when the jet enters the working area of the room [2,3]			
	Value	Temperature difference	Δt , °C	v, m/s	ϕ , %	CO ₂ , ppm
Scheme A (data after 540 s)						
Temperature, t °C	22.6-22.9	$\Delta t=1.6-1.9$	1-1.5			
Velocity, v m/s	0-0.4			0.1-0.2		
Humidity content, d g/kg	8.8-8.9					
Relative humidity, ϕ %	52.2-51.8				25-60	
Carbon dioxide CO ₂ , ppm	686-864					400-600
Scheme B (data after 540 s)						
Temperature, t °C	22.7-23.1	$\Delta t=0.7-1.1$	1-1.5			
Velocity, v m/s	0-0.45			0.1-0.2		
Humidity content, d g/kg	8.8-9.1					
Relative humidity, ϕ %	52.6-52.4				25-60	
Carbon dioxide CO ₂ , ppm	684-774					400-600

References

1. Kiosak V., Isaiev, V., Fedorenko, V., & Gridasov, A. (2024). Modeling the entry of air contaminants into a room. *Mechanics and Mathematical Methods*, 6(2), 58–76. <https://doi.org/10.31650/2618-0650-2024-6-2-58-76>
2. Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsionuvannia [Information and documentation. Bibliographic link. General rules and rules of drafting]. (2013) DBN V.2.5-67:2013 from 1st January 2014. Kyiv: Minrehion Ukrainy [in Ukrainian].
3. Rozrakhunkovi parametry mikroklimatu prymishchen dlia proektuvannia ta otsinky enerhetychnykh kharakterystyk budivel po vidnoshenniu do yakosti pov-itra, teplovoho komfortu, osvittlennia ta akustyky [Information and documentation. Bibliographic link. General rules and rules of drafting]. (2011) DSTU B EN 15251:2011. (en 15251:2007, idt). from 1st January 2013. Kyiv: Minrehion Ukrainy [in Ukrainian].
4. Farzad P., Lian-Ping W., Weiwei D., Yong-Feng M., Challenges in simulating and modeling the airborne virus transmission: A state-of-the-art review. *Phys. Fluids* 33, 101302 (2021); doi: 10.1063/5.0061469.
5. Mansour E., Vishinkin R. Measurement of temperature and relative humidity in exhaled breath. *Sensors and actuators B: chemical*. 2020. Volume 304. 127371. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0925400519315709>.
6. Elcner J. Study of airflow in the trachea of idealized model of human tracheobronchial airways during breathing cycle. *EPJ web of conferences* 92, 02016 (2015) : *Experimental Fluid Mechanics* 2014, 6 May 2015. P. 6. URL: <https://doi.org/10.1051/epjconf/20159202016>.
7. Ansys CFX-Solver Theory Guide. Release: 2021 R2. 2nd ed. Canonsburg : AN-SYS, Inc., 2021. 387 p
8. Siti Nurul Akmal Yusof. A short review on RANS turbulence models. *CFD letters*. 2020. Vol. 12, Issue 11. P. 83–96. URL: <http://www.akademiabaru.com/cfdl.html>
9. Patankar S. V. (2018). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781482234213>
10. Coakley T. (1983). Turbulence modeling methods for the compressible Navier-Stokes equations. *Y 16th Fluid and Plasmadynamics Conference*. American Institute of Aeronautics and Astronautics. <https://doi.org/10.2514/6.1983-1693>
11. Jones, W. P., & Launder, B. E. (1972). The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15(2), 301–314. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(72\)90076-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90076-2)
12. Freik D. (2015) *Molekuliarna fizyka i termodynamika*. [Molecular physics and thermodynamics]. Ivano-Frankivsk : DNVZ «Prykarpatskyi natsionalnyi universytet imeni Vasylia Stefanyka» [in Ukraine]

UDC 696.2

професор **Володимир Кіосак**,

kiosakv@ukr.net, ORCID: 0000-0002-7433-6709,

доцент **Володимир Ісаєв**,

isaevv5@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9947-7284,

Одеська державна академія будівництва та архітектури

інженер проєктної групи **Валерій Федоренко**,

49235fluemind@odaba.edu.ua, ORCID: 0009-0002-2739-6888,

АТ Одесагаз

інженер **Андрій Грідасов**,

hridasovandrey@gmail.com, ORCID: 0009-0007-5513-630X,

Комунальний заклад «Запасні пункти управління цивільного захисту

Одеської міської ради»

провідний фахівець **Микола Банківський**,

bankovskiyads@ukr.net, ORCID: 0009-0001-4825-7468

Національна акціонерна компанія «Нафтогаз України», АТ «Укртрансгаз»,

провідний фахівець

МОДЕЛЮВАННЯ ПОВІТРООБМІНУ «ПОДАЧА ПОВІТРЯ ЗВЕРХУ – ВИДАЛЕННЯ ЗВЕРХУ»

Анотація: Розглянуто ефективність схеми повітрообміну «подача повітря зверху – видалення зверху». Тепломасообмін системи, що передбачає: математичну модель людини (процес дихання з виділенням в навколишнє середовище вуглекислого газу, тепла і водяної пари) з одночасним виділенням тепла від одягненої поверхні тіла; систему припливної вентиляції (надходження CO₂, водяної пари та тепла з атмосферним повітрям); систему витяжної вентиляції (видалення зазначених вище шкідливих речовин, що містяться в повітрі). Застосування чисельного моделювання ANSYS CFD (Computational Fluid Dynamics) на основі рівнянь неперервності та усереднених рівнянь Рейнольдса Нав'є-Стокса «RANS» (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) дало наступні результати: вирішено обернену задачу вентиляції - для первинно забрудненого досліджуваного простору приміщення розглянуто взаємодію систем (людини та діючої припливно-витяжної вентиляційної установки); моніторинг та візуалізація змін концентрації CO₂, температури та відносної вологості в досліджуваному просторі за часом і за висотою приміщення; отримані результати порівнюються з раніше отриманими результатами

зміни концентрації вуглекислого газу, температури та відносної вологості у вентильованому приміщенні за схемою повітрообміну «подача повітря зверху – видалення знизу» (схема А) та нормативними документами. Динаміка надлишкового тепла, вологості та асиміляції вуглекислого газу (CO_2) дозволила оцінити ефективність систем вентиляції та спрогнозувати підвищення їх енергоефективності при доведенні параметрів повітря до нормативних значень. Зміна повітряного середовища характерна для приміщень з механічною припливно-витяжною вентиляцією (проточні класи навчальних закладів, класи шкіл, групові кімнати дитячих садків, конференц-зали, офіси). Для цього типу приміщень основними забруднювачами повітря є вуглекислий газ, водяна пара і теплота.

Ключові слова: математична модель, «шкідливості повітря», аеродинаміка, обчислювальна гідрогазодинаміка, схема повітрообміну, відносна вологість, температура, концентрація діоксиду вуглецю, робоча зона приміщення, ребрендинг, припливно-витяжна вентиляція.

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 50

Визнаний МОН України як наукове фахове видання України категорії “Б”, у якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті <http://www.nbuv.gov.ua> національної бібліотеки НАН України ім. В. І. Вернадського та на сайті КНУБА (<http://vothp.knuba.edu.ua/>).

