



ANALIZA MOŻLIWOŚCI ODZYSKIWANIA I MAGAZYNOWANIA CIEPŁA Z INSTALACJI CHŁODNICZEJ TUNELU

Stanisław Rudy*, Paweł Kozak, Andrzej Krzykowski, Dariusz Dziki, Renata Polak, Jerzy Wójcik

Katedra Techniki Ciepłej, Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie

* Adres do korespondencji: ul. Doświadczalna 44, 20-280 Lublin, e-mail: stanislaw.rudy@up.lublin.pl

INFORMACJE O ARTYKULE

Historia artykułu:

Wpłynął: listopad 2013

Zrecenzowany: styczeń 2014

Zaakceptowany: luty 2014

Słowa kluczowe:

odzysk ciepła z instalacji chłodniczych
tunel zamrażalniczy
ciepło odpadowe

STRESZCZENIE

W pracy przeprowadzono analizę możliwości odzyskiwania i magazynowania energii cieplnej z instalacji chłodniczej fluidyzacyjnego tunelu zamrażalniczego a następnie jej magazynowania. Do odzysku ciepła wykorzystano płytowy wymiennik ciepła umieszczony za sekcją sprężarek a podgrzana woda opuszczająca wymiennik przekazywała ciepło przez wężownicę do zasobnika ciepła. Wyznaczono ilość ciepła możliwego do odzyskania z instalacji chłodniczej w zależności od obciążenia tunelu chłodniczego i zmiany temperatury wody w zasobniku w trakcie trwania procesu.

Wykaz oznaczeń:

$$C = \exp\left(\frac{k \cdot F}{m_a \cdot c_a}\right) \text{ wielkość stała,}$$

Δt – różnica temperatur, (°C)

c – ciepło właściwe cieczy, (J·kg⁻¹·K⁻¹)

C, a, b – stałe zależne od warunków wymiany ciepła,

c_a – ciepło właściwe cieczy ogrzewającej, (J·kg⁻¹·K⁻¹)

c_b – ciepło właściwe cieczy ogrzewanej, (J·kg⁻¹·K⁻¹)

d – podwójna odległość pomiędzy płytami, - średnica wężownicy (m),

F – pole powierzchni wymiany ciepła, (m²)

g – przyspieszenie ziemskie (g=9.81 m·s⁻²),

Gr – liczba kryterialna Grashoffa,

h_o – wielkość umowna – 1 mm,

k – współczynnik przenikania ciepła, (W·m⁻²·K⁻¹)

l – zastępczy wymiar charakterystyczny, wysokość zbiornika, (m)

m_a – masowe natężenie przepływu cieczy ogrzewającej,

m_b	– masa cieczy ogrzewanej,
Nu	– Liczba Nusselta,
Pr	– liczba Prandtla,
Re	– liczba Reynoldsa,
t	– temperatura cieczy ogrzewającej, (90°C)
t_k	– temperatura wody w zasobniku ciepła po ogrzaniu o zadany krok, ($t_p + 5^\circ\text{C}$)
t_p	– temperatura początkowa wody w zasobniku ciepła, (°C)
u	– prędkość czynnika, ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
α	– współczynnik przejmowania ciepła, ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)
β	– współczynnik tłumienia burzliwości przy powierzchni ścianek,
β_1	– rozszerzalność objętościowa cieczy,
βt	– współczynnik wymuszonej burzliwości,
ΔT_{ln}	– logarytmiczna różnica temperatur,
ζ	– współczynnik oporu przepływu w kanałach gładkich,
η	– lepkość dynamiczna czynnika, ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
λ	– współczynnik przewodzenia ciepła, ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
ν	– lepkość kinematyczna, ($\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$)
ρ	– gęstość czynnika, ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
τ	– czas nagrzewania zbiornika, (s)

Wprowadzenie

Zagadnienia dotyczące oszczędności energii, obok jej alternatywnych źródeł, są w ostatnich latach jedną z podstaw strategii europejskiej polityki energetycznej. Biorąc pod uwagę wzrost cen konwencjonalnych źródeł energii, ochronę środowiska a także korzyści finansowe wynikające ze zmniejszenia kosztów wytwarzania, ograniczenie zużycia energii ma szczególne znaczenie w przypadku zakładów produkcyjnych (Staniszewski i Bonca, 2006; Wojdalski i in., 2008a; 2008b; Łapczyńska-Kordon i in., 2013). Prowadzone są również prace nad analizą efektów energetycznych instalacji w tym magazynowania nadwyżek ciepła w różnych obiektach (Kurpaska, 2003; 2007; Rutkowski 2008).

Zakłady wykorzystujące instalacje chłodnicze mają możliwość odzyskiwania energii ciepła odpadowego ze skraplaczy, które muszą być chłodzone, a pierwotnie ciepło przekazywane jest do medium chłodzącego (powietrze, woda) i ostatecznie tracone. Ciepło przegrzania par czynnika chłodniczego oraz ciepło skraplania może być zagospodarowane zgodnie z zapotrzebowaniem, jak np.: wytwarzanie ciepłej wody do celów technologicznych - obróbka surowca, mycie urządzeń i pomieszczeń w procesie produkcji oraz ogrzewanie gruntu pod komorami chłodni. W zakładach nie podłączonych do sieci ciepłowniczej gorąca woda może być wykorzystana do celów sanitarnych oraz ogrzewania budynków (Oberg, 2005; Targański, 2011).

Biorąc jednak pod uwagę asynchroniczność dostępności i zapotrzebowania na ciepło odpadowe należy zainstalować dodatkowe konwencjonalne źródło ciepła lub zamontować zasobniki ciepła. Wskazane jest przy tym przeprowadzenie analizy ilości możliwej do odzyskania energii cieplnej w odniesieniu do istniejących potrzeb energetycznych (Gazda, 2002; Targański, 2009).

Celem pracy była analiza możliwości odzyskiwania i magazynowania ciepła odzyskanego z wybranej instalacji chłodniczej odbierającej ciepło z tunelu, przeznaczonego do wstępnego zamrażania owoców i warzyw. Wyznaczono ilość ciepła możliwego do odzyskania od instalacji chłodniczej w zależności od obciążenia tunelu chłodniczego, w płytowym wymienniku ciepła umieszczonym za układem sprężarek. W procesie magazynowania ciepła wyznaczono zmiany temperatury zasobnika w zależności od czasu trwania procesu.

Obiekt badań

Tunel zamrażalniczy fluidyzacyjny służy do zamrażania dowolnych owoców i warzyw, całych lub krojonych i umożliwia uzyskanie wysokiej jakości produktów poprzez indywidualne ich zamrażanie, a następnie domrażanie w dwóch strefach podmuchu zimnego powietrza, dzięki efektowi fluidyzacji. Badania były przeprowadzone na urządzeniu znajdującym się w zakładzie produkcyjnym Grupa Producentów „Klasa” spółka z o.o. z siedzibą w Klementowicach. Dane techniczne fluidyzacyjnego tunelu chłodniczego zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1.

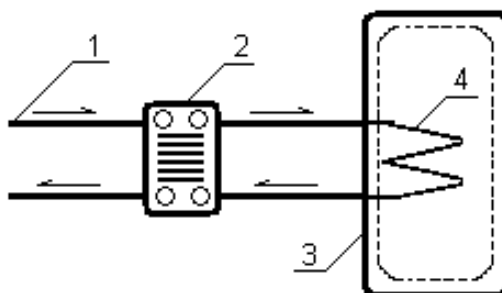
Podstawowe dane techniczne fluidyzacyjnego tunelu zamrażalniczego

Table 1

Basic technical data of a fluidization tunnel freezer

Wyszczególnienie	Parametry techniczne
Wydajność bazowa (kg·h ⁻¹)	1000
Zapotrzebowanie zimna dla truskawki (kW)	175
Czynnik chłodniczy	R404
Obieg czynnika (R404 , R407)	Zawory rozprężne + rozdzielacz freonu
Temperatura wrzenia czynnika (°C)	- 40
Pojemność wewnętrzna oziębiaczy amoniak / freon (dm ³)	1x548 / 3x198
Odszranianie oziębiaczy dla freonu	Natrysk wody
Czas odszraniania (min)	25÷30
Czas ponownego wychłodzenia (min)	15÷20
Regulacja czasu zamrażania produktu (min)	7÷35
Całkowita elektryczna moc zainstalowana (kW)	52
Normalne zapotrzebowanie mocy podczas pracy (kW)	44
Zasilanie elektryczne	3x400/50Hz
Zapotrzebowanie sprężonego powietrza dla UDS - powietrze osuszone	1 m ³ ·min ⁻¹ , 7,5 bar
Szerokość robocza taśmy (mm)	900
Szerokość obudowy tunelu freonowego (m)	4,4
Wysokość obudowy tunelu (m)	4,4
Długość obudowy tunelu (m)	5,12
Długość całkowita tunelu (m)	6,67

Tunel chłodniczy wyposażony jest w układ trzech sprężarek śrubowych o mocy 15 kW każda, połączonych równolegle. Sprężarki, w zależności od zapotrzebowania na moc chłodniczą, włączają się automatycznie. Skraplacz tunelu zamrażalniczego o mocy 100 kW umieszczony jest na zewnątrz budynku i chłodzony powietrzem zewnętrznym, którego obieg wymuszony jest przez wentylator.



Rysunek 1. Schemat instalacji odzysku ciepła, 1 – czynnik dopływający z układu sprężarek, 2 – płytowy wymiennik ciepła, 3 – zasobnik wody, 4 – wężownica

Figure 1. Schematic representation of the heat recovery installation, 1 – factor flowing from the compressor system, 2 – plate heat exchanger, 3 – water tank, 4 – pipe coil

Wentylatory wywołujące fluidyzację powietrza w tunelu posiadają łączną wydajność $30 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Schemat instalacji odzysku ciepła od czynnika chłodniczego zamieszczono na rysunku 1.

Wymiennik płytowy (lutowany, wykonany ze stali nierdzewnej) odzyskujący ciepło od instalacji tunelu zamrażalniczego został wbudowany w instalację chłodniczą za sekcją sprężarek. W wymienniku działającym w przeciwnym kierunku, medium ochładzanym jest para przegrzana czynnika chłodniczego opuszczającego układ sprężarek, natomiast czynnikiem ogrzewanym jest woda dejonizowana. W tabeli 2 zestawiono podstawowe parametry techniczne i konstrukcyjne płytowego wymiennika ciepła.

Tabela 2.

Parametry techniczne płytowego wymiennika ciepła

Table 2

Technical parameters of the plate heat exchanger

Dane konstrukcyjne	Medium 1	Medium 2	Jednostka
Medium	Para przegrzana R- 407 C	Woda	
Natężenie przepływu	0,85	0,5	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Prędkość przepływu	16,8	0,78	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Temperatura wejścia	97	10	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura wyjścia	50	90	$^{\circ}\text{C}$
Gęstość	55,6	999,6	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Ciepło właściwe	829	4215	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Przewodność cieplna	0,0112	0.573	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Analiza możliwości odzyskiwania...

Dane konstrukcyjne	Medium 1	Medium 2	Jednostka
Medium	Para przegrzana R- 407 C	Woda	
Lepkość dynamiczna	$0,0128 \cdot 10^{-3}$	$1,304 \cdot 10^{-3}$	Pa·s
Lepkość kinematyczna	$0,23 \cdot 10^{-6}$	$1,3 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Ciśnienie robocze	1,8	0,7	MPa
Odległość płyt	0,01	0,01	m
Liczba Prandtla	0,947	9,56	
Powierzchnia płyty	0,05	0,05	m^2
Ilość płyt wszystkie/czynne	10/8	10/8	
Spadek ciśnienia (max)	12	12	m H ₂ O

Tabela 3

Parametry techniczne zasobnika ciepła

Table 3

Technical parameters of the heat dispenser

Parametr	Jednostka	Wartość
Objętość zasobnika	dm^3	1500
Objętość wymiennika ciepła	dm^3	22,8
Powierzchnia wężownicy	m^2	3,6
Długość wężownicy	m	45
Średnica wężownicy	m	0,0254
Średnica zasobnika bez izolacji	mm	1200
Średnica zasobnika z izolacją	mm	1400
Szerokość	mm	1210
Nakład ciepła	$kWh \cdot 24 h^{-1}$	5,3
Maksymalne ciśnienie eksploatacji	bar	8
Maksymalne nadciśnienie eksploatacji	bar	3
Maksymalna temperatura	$^{\circ}C$	95

Przyjęto stałą temperaturę wody opuszczającej wymiennik płytowy wynoszącą $90^{\circ}C$ oraz natężenie przepływu wody $0,78 m \cdot s^{-1}$, co odpowiada natężeniu przepływu $0,5 kg \cdot s^{-1}$. Podgrzana woda opuszczająca wymiennik płytowy doprowadzana jest izolowanymi ciepłnie przewodami do zasobnika ciepła, którego parametry pracy i parametry konstrukcyjne zestawiono w tabeli 3.

Ze względu na fakt, że temperatura wody w zasobniku ciepła rośnie wraz z czasem trwania procesu wymiany ciepła współczynniki przejmowania ciepła oraz współczynnik przenikania ciepła określono stosując skok temperatury co $5^{\circ}C$ w zakresie od $10^{\circ}C$ do $90^{\circ}C$.

Wyniki badań

Współczynnik przenikania ciepła wymiennika płytowego, pomiędzy rozważanymi czynnikami wymieniającymi ciepło obliczono na podstawie równania kryterialnego podanego przez (Zander i Zander, 2003). Równanie to przyjmuje następującą postać:

$$Nu = 0,022 \cdot \sqrt{\zeta_0} \cdot \beta \cdot \beta_t \cdot Re^{0,825} \cdot Pr^{0,54} \quad (1)$$

Wyznaczenie liczby Nusselta, pozwalającej określić współczynniki wnikania ciepła od wody i pary przegrzanej do powierzchni wymiennika jest możliwe po określeniu współczynników występujących w równaniu kryterialnym. Liczbę Reynoldsa oraz wielkości niezbędne do wyznaczenia liczby Nusselta, a także współczynniki przejmowania i przenikania ciepła określono na podstawie danych zawartych w tabeli 2. Obliczone parametry dla pary przegrzanej czynnika chłodniczego oraz wody ogrzewanej w wymienniku zestawiono w tabeli 4.

Tabela 4

Wielkości niezbędne do wyznaczenia liczby Nusselta z równania (1), współczynniki przejmowania i przenikania ciepła

Table 4

Numbers indispensable for determination of the Nusselt number from equation (1), coefficients of heat transmission and penetration

Parametr	Sposób wyznaczenia	Para przegrzana	Woda
Liczba Reynoldsa	$Re = \frac{u \cdot l}{\nu}$	$1,46 \cdot 10^6$	12000
Współczynnik oporu przepływu	$\zeta_0 = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$	0,0091	0,03
Współczynnik tłumienia burzliwości	$\beta = 4 - \frac{1,65 \cdot h_0}{d}$	3,9175	
Współczynnik wymuszonej burzliwości	$\beta_t = 1 + \left(0,33 - \frac{0,66 \cdot h_0}{d}\right) \cdot \ln \frac{4,23 \cdot \left(0,65 + 1,07 \cdot \lg \frac{h}{h_0}\right)}{0,3164}$	1,9312	
Liczba Nusselta	$Nu = 0,022 \cdot \sqrt{\zeta_0} \cdot \beta \cdot \beta_t \cdot Re^{0,825} \cdot Pr^{0,54}$	1877,6	226,25
Współczynnik wnikania ciepła	$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{h} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	2102,9	12964,1
Współczynnik przenikania ciepła	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	4018,88	

Logarytmiczną różnicę temperatur, niezbędną do określenia mocy cieplnej wymiennika, wyznaczono na podstawie wartości temperatur czynników zawartych w tabeli 2.

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(97 - 90)K - (50 - 10)K}{\ln \frac{7K}{40K}} = 18,93K \quad (2)$$

Moc cieplna płytowego wymiennika ciepła wynosi:

$$\dot{Q} = F \cdot k \cdot \Delta T_{\ln} = 0,4m^2 \cdot 4018,88 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 18,93K = 30431W \quad (3)$$

Maksymalna moc cieplna wymiennika ciepła nieznacznie przekracza wartość 30 kW, uzyskanie takiej mocy cieplnej jest możliwe podczas pracy wszystkich sprężarek, przy założeniu, że temperatura skraplania czynnika wynosi 40°C.

Przyjęto, że proces wymiany ciepła pomiędzy wężownicą a wodą w zasobniku zachodzi zgodnie z konwekcją swobodną nieograniczoną, natomiast współczynnik przejmowania ciepła pomiędzy wodą grzewczą a wężownicą zgodnie z konwekcją wymuszoną o przepływie laminarnym. Liczbę Nusselta, służącą do wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła od wody podgrzewanej do powierzchni wężownicy, można określić z zależności:

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (4)$$

Na podstawie uzyskanej wartości liczby kryterialnej Grashoffa i Prandtla wartość stałych C i n wynoszą odpowiednio: C = 0,54; n = 0,25. Ponieważ przepływ czynnika jest przepływem pośrednim, wynika to z wartości liczb kryterialnych. Równanie przyjmuje postać:

$$Nu = 0,54 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} \quad (5)$$

Tabela 5

Współczynniki niezbędne do wyznaczenia liczb kryterialnych równania (4), dla wymiany ciepła pomiędzy wężownicą i wodą w zasobniku oraz wartość współczynnika wnikania ciepła

Table 5

Coefficients indispensable for determination of characteristic numbers of equation (4) for heat exchange between a pipe coil and water in a dispenser and the value of coefficient of heat penetration

T (°C)	ρ (kg·m ⁻³)	c (J·kg ⁻¹ K ⁻¹)	λ (W·m ⁻¹ K ⁻¹)	Współczynniki			Pr	Gr	Nu	α ₁ (W·m ⁻² K ⁻¹)
				β ₁ ·10 ⁴ (K ⁻¹)	η·10 ³ (Pa·s)	v·10 ⁶ (m ² ·s ⁻¹)				
10-15	999,6	4215	0,57	88,00	1,30	1,30	9,56	9411404	52,59	24,9
15-20	998,9	4211	0,59	156,00	1,13	1,10	8,15	18484951	59,83	28,93
20-25	998,2	4207	0,60	207,00	1,00	1,00	7,06	25182190	62,35	30,76
25-30	996,9	4207	0,61	248,00	0,90	0,91	6,20	30785681	63,47	31,84
30-35	995,6	4203	0,62	304,00	0,80	0,81	5,50	39378038	65,51	33,35
35-40	993,9	4203	0,62	342,00	0,72	0,72	4,85	45402673	65,78	33,92
40-45	992,2	4203	0,63	390,00	0,65	0,66	4,30	51425002	65,85	34,39

Współczynniki										
T (°C)	ρ (kg·m ⁻³)	c (J·kg ⁻¹ K ⁻¹)	λ (W·m ⁻¹ K ⁻¹)	$\beta_1 \times 10^4$ (K ⁻¹)	$\eta \cdot 10^3$ (Pa·s)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² ·s ⁻¹)	Pr -	Gr -	Nu -	α_1 (W·m ⁻² K ⁻¹)
45-50	990,1	4203	0,64	105,00	0,60	0,62	3,90	13352169	45,87	24,22
50-55	988	4203	0,65	46,00	0,55	0,56	3,56	5751328	36,32	19,39
55-60	985,6	4203	0,65	50,00	0,51	0,52	3,25	5905490	35,74	19,26
60-65	983,2	4207	0,66	53,00	0,47	0,48	3,00	5768817	34,83	18,94
65-70	980,5	4211	0,66	56,00	0,44	0,45	2,75	5467555	33,63	18,4
70-75	977,7	4215	0,67	58,00	0,41	0,42	2,56	4857748	32,07	17,65
75-80	974,8	4215	0,67	60,00	0,38	0,39	2,35	4062627	30,02	16,6
80-85	971,8	4219	0,67	63,00	0,36	0,37	2,23	2991470	27,44	15,26
85-90	968,5	4224	0,68	66,00	0,34	0,35	2,10	1652759	23,31	13,02

Wartości współczynnika przejmowania ciepła od powierzchni zewnętrznej wężownicy do podgrzewanej w zasobniku wody wzrasta nieznacznie w zakresie temperatur od 10°C do 40°C. Po przekroczeniu tego zakresu temperatury wartości współczynnika przejmowania ciepła ulegają zmniejszeniu. Współczynnik wnikania ciepła do wody podgrzewanej w zasobniku posiada niewielkie wartości w całym rozważanym zakresie temperatury.

Współczynnik wnikania ciepła od cieczy ogrzewającej do powierzchni wewnętrznej wężownicy można wyznaczyć z równania kryterialnego postaci:

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot \frac{d}{L} \quad (6)$$

Współczynniki C, a, b określa się po uprzednim wyznaczeniu liczby Reynoldsa, w celu określenia rodzaju przepływu wody w wężownicy. Liczba Reynoldsa zawarta w tabeli 6 ma wartość większą od 3000, na tej podstawie wnioskujemy, że przepływ w wężownicy jest burzliwy. Współczynnik d/L jest pomijany, ponieważ jego wartość jest mniejsza od 1/50. Po uproszczeniu równanie kryterialne przyjmuje postać:

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \quad (7)$$

Stałe zawarte w równaniu wynoszą dla przepływu burzliwego odpowiednio: C=0,023, a = 0,8, b = 0,4.

Liczby kryterialne Reynoldsa, Prandtla oraz wyznaczona na ich podstawie liczba Nusselta i współczynnik wnikania ciepła, dla procesu przejmowania ciepła pomiędzy wodą ogrzewającą a powierzchnią wewnętrzną wężownicy zestawiono w tabeli 6.

Współczynniki przejmowania ciepła od cieczy ogrzewającej do powierzchni wewnętrznej wężownicy mają zdecydowanie większe wartości niż w przypadku płytowego wymiennika ciepła, co jest następstwem konwekcji wymuszonej i przepływem burzliwym cieczy ogrzewającej.

Współczynnik przenikania ciepła, dla rozważanych przedziałów temperatury, został określony na podstawie zależności zawartej w tabeli 2.

Wartość, obliczonych wcześniej, współczynników przejmowania ciepła, grubości ścianki, współczynnika przewodzenia ciepła ścianki wężownicy, współczynnika przenikania ciepła zestawiono w tabeli 7.

Tabela 6

Wartość liczb kryterialnych oraz współczynnika przejmowania ciepła dotyczące wnikania ciepła pomiędzy wodą ogrzewającą a powierzchnią wewnętrzną wężownicy

Table 6

Value of the characteristic numbers and coefficient of heat transmission concerning heat permission between heating water and the internal surface of a pipe coil

Temperatura (°C)	Lepkość kinematyczna (m ² ·s ⁻¹)	Liczba Reynoldsa Re	Liczba Prandtla Pr	Liczba Nusselta Nu	α_2 (W·m ⁻² ·K ⁻¹)
10-15	1,30	15240,00	9,56	125,98	6447,8
15-20	1,10	18010,91	8,15	135,09	5850,35
20-25	1,00	19812,00	7,06	137,66	5419,69
25-30	0,91	21771,43	6,20	140,93	5049,07
30-35	0,81	24611,18	5,50	148,18	4696,26
35-40	0,72	27516,67	4,85	154,06	4367,06
40-45	0,66	30063,73	4,30	157,6	4088,91
45-50	0,62	32214,63	3,90	160,18	3878,37
50-55	0,56	35633,09	3,56	167,41	3664,57
55-60	0,52	38469,90	3,25	171,62	3479,7
60-65	0,48	41361,17	3,00	176,14	3321,7
65-70	0,45	44521,35	2,75	180,43	3161,08
70-75	0,42	47739,76	2,56	185,41	3029,34
75-80	0,39	51459,74	2,35	190,25	2883,71
80-85	0,37	54131,15	2,23	194	2795,43
85-90	0,35	57095,10	2,10	197,65	2700,18
90	0,33	60773,01	1,95	201,7	2588,75

Wyznaczone wartości współczynników przenikania ciepła w rozważanym zakresie pomiarowym są niewielkie, wynika to ze specyfiki zależności określającej ten współczynnik a w głównej mierze od najmniejszej sumy składników.

Czas nagrzewania cieczy w zasobniku ciepła do zadanej temperatury można wyznaczyć bilansując równanie przenikania ciepła oraz równania ilości ciepła pobranego przez wodę ogrzewaną i oddanego przez wodę ogrzewającą.

$$\tau = \frac{c}{c-1} \cdot \frac{m_b \cdot c_b}{m_a \cdot c_a} \cdot \ln \frac{t-t_p}{t-t_k} \quad (8)$$

Stałą C służącą do określenia czasu trwania procesu nagrzewania wody w zasobniku ciepła dla poszczególnych zakresów temperatury zestawiono w tabeli 7.

Tabela 7

Wielkości niezbędne do wyznaczenia wartości współczynnika przenikania ciepła oraz wyznaczona wartość przenikania ciepła (k) i czasu nagrzewania zbiornika (τ)

Table 7

Numbers indispensable for determination of the value of the coefficient of heat transmission and the determined value of heat permission (k) and the time of heating a dispenser (τ)

Temperatura (°C)	α_1 (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	α_2 (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	δ (m)	λ (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	k (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	C	τ (s)
10-15	24,9	6447,8	0,002	25	24,755	1,043193	1833
15-20	28,93	5850,35	0,002	25	28,721	1,12447	1868
20-25	30,76	5419,69	0,002	25	30,512	1,132861	1896
25-30	31,84	5049,07	0,002	25	31,561	1,13773	1982
30-35	33,35	4696,26	0,002	25	33,027	1,144716	2065
35-40	33,92	4367,06	0,002	25	33,568	1,147254	2228
40-45	34,39	4088,91	0,002	25	34,01	1,149331	2433
45-50	24,22	3878,37	0,002	25	24,023	1,103304	3774
50-55	19,39	3664,57	0,002	25	19,258	1,081999	5286
55-60	19,26	3479,7	0,002	25	19,125	1,08141	6149
60-65	18,94	3321,7	0,002	25	18,804	1,079911	7399
65-70	18,4	3161,08	0,002	25	18,267	1,077466	9320
70-75	17,65	3029,34	0,002	25	17,523	1,074124	12506
75-80	16,6	2883,71	0,002	25	16,483	1,069575	18717
80-85	15,26	2795,43	0,002	25	15,159	1,06375	34739
85-90	13,02	2700,18	0,002	25	12,944	1,054121	64254

Czas nagrzewania zasobnika ciepła rośnie wraz ze wzrostem rozważanego zakresu temperatury. Wydłużenie czasu nagrzewania na wyższych poziomach temperatury wynika z mniejszej różnicy temperatury pomiędzy czynnikami wymieniającymi ciepło. Podgrzewanie wody do temperatury powyżej 80°C, ze względu na czas trwania procesu, jest niecelowe. Zazwyczaj wystarczająca temperatura wody magazynowanej w zbiorniku kształtuje się na poziomie 65-70°C, taka wartość temperatury wody umożliwia jej wykorzystanie zarówno do celów centralnego ogrzewania, ciepłej wody użytkowej, jak również do rozmrażania tunelu chłodniczego i innych procesów technologicznych.

Wnioski

1. Proces wymiany ciepła pomiędzy parą przegrzaną czynnika chłodniczego i wodą, zachodzący w wymienniku płytowym, ze względu na jego burzliwy charakter, odznacza się znacznymi wartościami współczynników przejmowania ciepła. Zdecydowanie większą wartość (około 6 razy) uzyskuje współczynnik wnikania ciepła od cieczy do powierzchni wewnętrznej wymiennika.

2. Maksymalna moc cieplna wymiennika ciepła nieznacznie przekracza wartość 30 kW, uzyskanie takiej mocy cieplnej jest możliwe podczas pracy wszystkich sprężarek, przy założeniu, że temperatura skraplania czynnika wynosi 40°C. Rzeczywista moc cieplna wymiennika jest zazwyczaj mniejsza i zależy przede wszystkim od temperatury skraplania (warunkowanej temperaturą otoczenia) oraz chwilowych obciążeń tunelu zamrażalniczego.
3. Określone w przypadku konwekcji naturalnej współczynniki wnikania ciepła mają niewielką wartość, zawierają się w granicach od około 13 do 35 W·m²K⁻¹. Wartości tych współczynników, w analizowanym zakresie temperatury, początkowo rosną wraz ze wzrostem temperatury, a następnie maleją.
4. W badanym zakresie pomiarowym, wartości współczynników przejmowania ciepła, od cieczy ogrzewającej do powierzchni wewnętrznej wężownicy, maleją wraz ze wzrostem temperatury.
5. Wyznaczone współczynniki przenikania ciepła, w analizowanym wymienniku, przyjmują niewielkie wartości. Poprawa warunków wymiany ciepła w tym przypadku byłaby możliwa przez zastosowanie mieszalnika w zasobniku ciepła.
6. Czas nagrzewania zasobnika ciepła rośnie wraz ze wzrostem rozważanego zakresu temperatury. Podgrzewanie wody do temperatury powyżej 80°C, w rozważanym przypadku nie jest energetycznie uzasadnione.

Literatura

- Gazda, W. (2002). Wybrane aspekty wykorzystania ciepła odpadowego ze skraplacza urządzenia chłodniczego do przygotowania c.w.u. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, 11, 38-42.
- Kurpaska, S. (2003). Analiza energetyczna magazynowania nadwyżek ciepła przy ogrzewaniu tunelu foliowego. *Inżynieria Rolnicza*, 9(51), 309-316.
- Kurpaska, S. (2007). Analiza energetyczna dolnych źródeł ciepła pompy grzewczej przy ogrzewaniu tunelu foliowego. *Inżynieria Rolnicza*, 9(97), 103-110.
- Łapczyńska-Kordon, B.; Ślipek, Z.; Hebda, T. (2013). Analiza energetyczna pieca piekarniczego. *Inżynieria Rolnicza*, 4(148)T.2, 95-102.
- Oberg, J. (2005). Odzysk ciepła – wybór czy konieczność? *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 3, 120-121.
- Rutkowski, K. (2008). Analiza energetyczna wybranych typów szklarni. *Inżynieria Rolnicza*, 9(107), Kraków, 249-255.
- Staniszewski D., Bonca Z. (2006). Aspekt techniczno-ekonomiczny odzysku ciepła w instalacjach chłodniczych. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 1, 12-21.
- Targański, W. (2009). Odzysk ciepła z układu chłodniczego. *Chłodnictwo*, 11, 22-25.
- Targański, W. (2011). Odzysk ciepła z instalacji chłodniczych w przemyśle owocowo-warzywnym. *Przemysł Fermentacyjny i Owocowo-Warzywny*, 10, 22-26.
- Wojdalski, J.; Drózd, B.; Chamerska, A. (2008a). Energetyczne aspekty pracy pieców piekarskich. *Inżynieria Rolnicza* 1(99), 413-418.
- Wojdalski, J.; Drózd, B.; Rauzer, A. (2008b). Analiza zużycia energii i wody w zakładzie przetwórstwa zielarskiego. *Inżynieria Rolnicza*, 1(99), Kraków, 419-424.
- Zander, L.; Zander, Z. (2003). Projektowanie płytowych wymienników ciepła. *Instalacje Sanitarne*, 2(7), 27-31.

ANALYSIS OF POSSIBILITIES OF RECOVERING AND STORING HEAT FROM COOLING INSTALLATION OF THE TUNNEL FREEZER

Abstract. The paper presents the analysis of possibilities of recovering and storing thermal energy from a cooling installation of the fluidization tunnel freezer and then its storing. A plate heat exchanger placed behind a section of compressors was used for heat recovery and the heated water that leaves the exchanger transferred heat through a pipe coil to the heat dispenser. The amount of heat possible to be recovered from cooling installation in relation to burdening of the cooling tunnel and the change of water temperature in a dispenser during the process was determined.

Key words: recovery of heat from cooling installations, tunnel freezer, waste heat