

# Przykładowe przedsięwzięcia modernizacyjne i ocena ich opłacalności ekonomicznej

Jan Górzyński

## 1. Wprowadzenie

Z doświadczenia wynika, że przykłady obliczeniowe są w każdej dziedzinie chętnie akceptowane przez użytkowników opracowań podręcznikowych, ponieważ w sposób przejrzysty i jednoznaczny ilustrują zastosowanie podanych wzorów czy metod. Dlatego w rozdziale czternastym zamieszczono dwa przykłady zastosowania zasad oceny opłacalności ekonomicznej przedsięwzięć modernizacyjnych.

Szczególną uwagę poświęcono obliczaniu przepływów pieniężnych stanowiących podstawę rachunku opłacalności ekonomicznej przedsięwzięć inwestycyjnych. Wyniki obliczeń zestawiono w tabelach nazwanych tu tabelami przepływów pieniężnych, będących w zasadzie połączeniem tabel rachunku wyników i tabel przepływów pieniężnych.

Przy wykonywaniu obliczeń do tabeli przepływów pieniężnych dla rzeczywistego przypadku prowadzenia analizy opłacalności istotne znaczenie mają informacje bankowe o sposobie finansowania przedsięwzięć inwestycyjnych, w tym również informacje o kosztach finansowych pozyskania pożyczek bankowych. Koszt finansowy pożyczek bankowych stanowią odsetki oraz prowizja dla banku. Prowizja bankowa wynosząca zwykle nie mniej niż 1% jest na ogół płacona jednorazowo. W przypadku kredytowania kilkuletniego w kosztach finansowych mogą być również uwzględnione koszty gotowości kredytowej banku, które mogą wynosić 0,5–1%. Podstawą oprocentowania kredytów długoterminowych jest indeks rozliczeń międzybankowych WIBOR (ang. *Warsaw Interbank Offered Rate*), który w kwietniu 2017 r. wynosił +5,11%. Stopa oprocentowania kredytów jest zwykle o 2–5 punktów procentowych wyższa od indeksu WIBOR. Zarówno stopa procentowa, jak i inne koszty finansowe oraz sposób spłaty pożyczki mogą być przedmiotem pertraktacji między bankiem a inwestorem.

W obliczeniach przepływów pieniężnych związanych z rozpatrywanym przedsięwzięciem modernizacyjnym nakłady inwestycyjne  $J$  są traktowane jako wydatki. Wydatkami są również: podatek dochodowy  $P$ , koszty finansowe (odsetki)  $F$ , raty spłat kredytu  $N$  i koszty eksploatacyjne  $K_e$ . Amortyzacja  $A$  nie jest traktowana jako wydatek, jednak jest uwzględniana jako pozycja kosztów w celu prawidłowego obliczenia podatku dochodowego. Jednakże po odjęciu podatku od

zysku brutto amortyzacja jest dodawana do przychodu netto. Przychody  $S$  pochodzące ze sprzedaży wytwarzanego ciepła lub energii elektrycznej oraz kredyt bankowy  $J_k$  stanowią wpływy finansowe związane z przedsięwzięciem. W rachunku przepływów pieniężnych uwzględnia się również saldo zmian zapasów i należności. W rozpatrywanych w tej pracy przykładach przedsięwzięć inwestycyjnych ten składnik przepływów pominięto.

Okresem obliczeniowym nazwano tu sumę lat realizacji i eksploatacji przedsięwzięcia. Jako rok bazowy przyjmuje się rok zakończenia realizacji przedsięwzięcia inwestycyjnego.

W dwóch pierwszych przykładach podano szczegółowe wyjaśnienia wykonywania obliczeń wszystkich pozycji przepływów pieniężnych oraz zamieszczono przykładowe obliczenia mogące ułatwić przygotowanie tabeli przepływów pieniężnych.

We wszystkich przykładach zamieszczonych w tym rozdziale (podobnie jak w całym podręczniku) zastosowane wartości liczbowe takich wielkości jak stopa dyskontowa, stopa oprocentowania kredytów mają jedynie charakter orientacyjny i nie są obowiązujące do stosowania w wykonywanych ocenach opłacalności przedsięwzięć. Mogą być akceptowane w obliczeniach przykładowych wykonywanych w ramach ćwiczeń lub obliczeniach orientacyjnych. W obliczeniach dotyczących rzeczywistego przypadku zastosowania odpowiednie wartości należy uzyskać z banku, który jest rozpatrywany jako potencjalny kredytodawca.

Jako przykład podano obliczanie przepływów pieniężnych dla zadanych wydatków i przychodów występujących przy budowie źródła ciepła.

W roku bieżącym przewidziano rozpoczęcie budowy urządzenia wytwórczego ciepła, która będzie kontynuowana przez trzy kolejne lata. Przedsięwzięcie charakteryzuje się następującymi liczbami:

- $J_0 = 5400$  tys. PLN – początkowy nakład inwestycyjny,
- $S_t = 1800$  tys. PLN/rok – stała w czasie roczna wartość sprzedaży ciepła po opodatkowaniu,
- $Q = 60\,000$  GJ/rok – roczna produkcja ciepła,
- $C_t = 400$  tys. PLN/rok – stałe w czasie roczne koszty paliw i energii elektrycznej,

↓ **Tabela 1.** Zestawienie przepływów pieniężnych przy realizacji i eksploatacji przedsięwzięcia usprawniającego użytkowanie energii, tys. PLN

Lp.	Przychody i wydatki	Okres budowy i kolejne lata eksploatacji przedsięwzięcia, $t$																	
		-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1.	Przychody, $P_t$	+600	+680	+720	+554	+608	+685	+717	+771	+418	+880	+880	+880	+880	+880	+472	+880	+880	+880
	Sprzedaż po opodatkowaniu, $S_t$		0	0	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800	+1800
	Koszty energii, $C_t$		0	0	-400	-400	-400	-400	-400	-400	-400	-400	-400	-400	-400	-400	-400	-400	-400
	Koszty obsługi i napraw, $R_t$		0	0	-200	-200	-200	-200	-200	-800	-200	-200	-200	-200	-200	-800	-200	-200	-200
	Koszty finansowe, $F_t$		-120	-280	-480	-400	-320	-240	-160	-80									
	Amortyzacja, $A_t$		0	0	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200
	Dochód brutto, $D_{bt}$		-120	-280	+520	+600	+680	+760	+840	+320	+1000	+1000	+1000	+1000	+1000	+400	+1000	+1000	+1000
	Podatek dochodowy, $P_{db}(p = 0,32)$		0	0	-166	-192	-195	-243	-269	-102	-320	-320	-320	-320	-320	-128	-320	-320	-320
1.1	Dochód netto, $D_t$		-120	-280	+354	+408	+485	+517	+571	+218	+680	+680	+680	+680	+680	+272	+680	+680	+680
1.2	Amortyzacja, $A_t$		0	0	+200	+200	+200	+200	+200	+200	+200	+200	+200	+200	+200	+200	+200	+200	+200
1.3	Kredyt, $J_k$	+600	+800	+1000															
1.4	Wartość likwidacyjna, $L_t$																		+900
2.	Wydatki, $W_t$	-1000	-1600	-1800	-400	-400	-400	-400	-400	-400									
2.1	Nakłady inwestycyjne, $J_t$	-1000	-1600	-1800															
2.2	Splata kredytu, $N_t$				-400	-400	-400	-400	-400	-400									
3.	Przepływ pieniężny, $CF_t$	-400	-920	-1080	+154	+208	+285	+317	+371	+18	+880	+880	+880	+880	+880	+472	+880	+880	+1780
	Zdyskontowany przepływ pieniężny, $a_t CF_t$	-484	-1012	-1080	+140	+172	+235	+217	+230	+10	+458	+411	+375	+340	+308	+151	+255	+231	+425
	Skumulowany zdyskontowany przepływ pieniężny	-484	-1496	-2576	-2436	-2264	-2029	-1812	-1582	-1572	-1114	-703	-328	+12	+320	+471	+726	+957	+1382
	Współczynnik dyskontujący, $a_t$	1,21	1,10	1,00	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621	0,564	0,521	0,467	0,426	0,386	0,350	0,319	0,290	0,263	0,239
**	Wartości sumy $D_t + A_t + F_t - J_t$	-1000	-1600	-800	+1034	+1008	+1005	+957	+931	+498	+880	+880	+880	+880	+880	+472	+880	+880	+1780
	Skumulowana wartość $D_t + A_t + F_t - J_t$	-1000	-2600	-4400	-3366	-2358	-1353	-396	+535	+1033	+1913	+2793	+3673	+4553	+5433	+5905	+6785	+7665	+8545
	Zdyskontowana wartość $a_t(D_t + A_t + F_t - J_t)$	-1210	-1760	-1800	+940	+833	+755	+654	+578	+281	+458	+411	+375	+340	+308	+151	+255	+231	+210
	Skumulowana zdyskontowana wartość $a_t(D_t + A_t + F_t - J_t)$	-1210	-2970	-4700	-3830	-2997	-2242	-1588	-1010	-729	-271	+140	+515	+855	+1163	+1314	+1569	+1790	+2100

- $R_t = 400$  tys. PLN/rok – stałe w czasie roczne koszty obsługi i utrzymania obiektu,
- $R_{r6} = R_{r12} = 600$  tys. PLN – wydatek poniesiony na remont obiektu w 6. i w 12. roku eksploatacji (zakłada się, że nakłady na remonty nie zwiększają majątku trwałego),
- $A_t = 200$  tys. PLN/rok – stały w czasie roczny odpis amortyzacyjny,
- $L_{15} = 900$  tys. PLN – wartość likwidacyjna przedsięwzięcia po opodatkowaniu po zakończeniu użytkowania w 15. roku eksploatacji,
- $n = 15$  lat – założony okres eksploatacji przedsięwzięcia,
- $p = 0,32$  – przewidywana średnia stopa podatku dochodowego; przyjęto jak dla roku 2000.

Przewiduje się, że nakłady inwestycyjne będą realizowane przy finansowaniu z udziałem kredytu bankowego, który jest określony następującymi liczbami:

- $J_k = 2400$  tys. PLN – wartość kredytu bankowego, otrzymywanego w trzech rocznych ratach:  $J_{k,-2} = 600$  tys. PLN,  $J_{k,-1} = 800$  tys. PLN,  $J_{k,0} = 1000$  tys. PLN,
- $n_k = 6$  lat – czas spłaty kredytu bankowego,
- $N_t = 400$  tys. PLN/rok – roczna rata spłaty kredytu bankowego,
- $s_k = 20\%$  – stopa oprocentowania kredytu bankowego w skali rocznej.

Okres realizacji przedsięwzięcia inwestycyjnego przewidziano na 3 lata, tzn.  $t = -2, -1, 0$ . Spłata kredytu bankowego rozpoczyna się od pierwszego roku eksploatacji przedsięwzięcia, tzn. przy  $t = 1$ .

W celu określenia wskaźników opłacalności należy wykonać zestawienie przepływów pieniężnych dla całego okresu obliczeniowego przedsięwzięcia, tzn. dla

$$t = -2, -1, \dots, +15 \text{ lat.}$$

Wykorzystując zestawienie przepływów pieniężnych, należy obliczyć wartość bieżącą netto  $NPV$  przy założonej stałej stopie dyskontowej  $r = 0,10$  oraz wyznaczyć: wewnętrzną stopę zwrotu  $IRR$ , prosty  $SPB$  i zdyskontowany  $DPBP$  okres zwrotu nakładów.

W tabeli 1 zamieszczono wyniki obliczeń wartości bieżącej netto  $NPV$ . Obliczenia przeprowadzono według omówionych i zamieszczonych w rozdziale 13. Liczba znajdująca się w kolumnie  $t = 15$  lat określa skumulowaną wartość zdyskontowanych przepływów pieniężnych, czyli wartość bieżącą netto  $NPV = 1\,382\,000$  PLN uzyskaną w całym okresie obliczeniowym, tzn. dla  $t = -2, -1, \dots, +15$  lat.

W tabeli 1 zamieszczono wyniki obliczeń przepływów pieniężnych charakteryzujących przedsięwzięcie. Wyniki obliczeń zamieszczone w tabeli 1 mogą posłużyć do ilustracji graficznej tych przepływów. W obu przypadkach dochód netto równa się dochodowi brutto, czyli  $D_{-1} = D_{B,-1}$  oraz  $D_0 = D_{B,0}$ . Dla pozostałych lat eksploatacji przedsięwzięcia współczynnik dyskonta oblicza się analogicznie jak pokazano wyżej. Bardziej szczegółowe wyjaśnienia sposobu obliczania poszczególnych wielkości czytelnik znajdzie w pracach autora [34, 36].

Wewnętrzną stopę zwrotu  $IRR$  wyznaczono metodą omawianą w rozdziale trzynastym. Na podstawie otrzymanych

wyników można określić zależność wartości bieżącej netto NPV w funkcji stopy dyskontowej  $r$ .

Prosty i zdyskontowany okres zwrotu nakładów wyznaczono jak w podrozdziale 14.2. W tym celu sporządzono wykresy:

- dla prostego okresu zwrotu nakładów

$$\sum_{t=-2}^t (D_t + A_t + F_t - J_t) = f(t)$$

- dla zdyskontowanego okresu zwrotu nakładów

$$\sum_{t=-2}^t a_t(D_t + A_t + F_t - J_t) = f(t)$$

## 2. Problem odzysku ciepła odpadowego wentylacji w budynku użyteczności publicznej

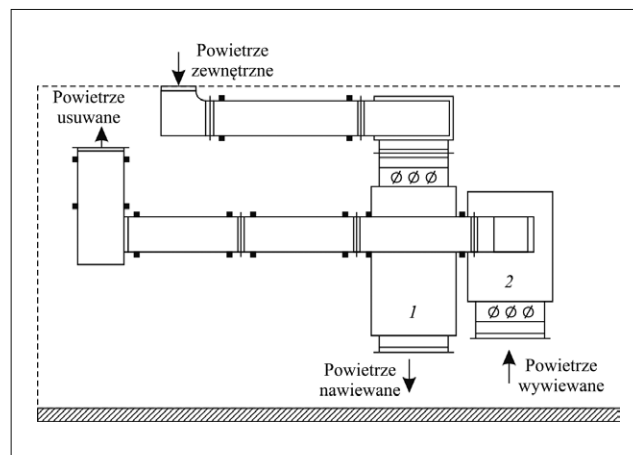
### 2.1. Określenie możliwości modernizacji

Jako przykład zastosowania metod omówionych w tym podręczniku niżej przedstawiono w znacznym uproszczeniu problem odzysku ciepła odpadowego wentylacji w budynku użyteczności publicznej. W rozpatrywanym budynku użyteczności publicznej funkcjonuje układ wentylacji nawiewno-wywiewnej, który pobiera powietrze zewnętrzne i zapewnia jego nagrzewanie do temperatury wymaganej  $24^{\circ}\text{C}$  przez pełną dobę w ciągu całego roku. Czyli jest stosowany ciągły, dwudziestoczerogodzinny system pracy układu wentylacji. Takie założenia wprowadzono w celu uproszczenia obliczeń.

W kolejnych punktach przedstawiono analizę efektywności ekonomicznej modernizacji układu wentylacji w budynku użyteczności publicznej polegającej na zastosowaniu układu rekuperacji ciepła odpadowego. W istniejącym układzie wentylacji strumień entalpii powietrza wywiewanego do otoczenia stanowi stratę energii, której można uniknąć, ponieważ istnieją techniczne środki umożliwiające efektywne ekonomicznie wykorzystanie tego strumienia entalpii do podgrzewania pobieranego powietrza zewnętrznego, wykorzystywanego następnie jako powietrze nawiewane do pomieszczeń budynku.

### 2.2. Opis istniejącej instalacji

Na rys. 1 przedstawiono schemat układu wentylacji nawiewno-wywiewnej w części znajdującej się w pomieszczeniu wentylatorni. Doprowadzanie i odprowadzanie powietrza z pomieszczeń odbywa się za pomocą odrębnych przewodów wentylacyjnych o wymiarach  $300 \times 400$  mm. Świeże powietrze zewnętrzne jest dostarczane do wentylatorni za pośrednictwem czepni terenowych. Powietrze jest podgrzewane w nagrzewnicy, w której nośnikiem ciepła jest woda grzejna o parametrach  $80/60^{\circ}\text{C}$ . Nawiew powietrza do pomieszczeń odbywa się za pomocą nawiewników sufitowych. Powietrze wywiewane z pomieszczeń jest zbierane do kanału wyciągowego, a następnie przewodem pionowym wyprowadzane do otoczenia przez wyrzutnię dachową.



↑ Rys. 1. Schemat instalacji wentylacyjnej w pomieszczeniu wentylatorni przed modernizacją [82]: 1 – zespół nawiewny; 2 – zespół wywiewny

Centrala nawiewna składa się z wentylatora promieniowego z napędem pasowym typu HZL180 o wydajności  $1100 \text{ m}^3/\text{h}$  i prędkości obrotowej wirnika  $3893 \text{ obr./min}$  napędzanego silnikiem elektrycznym o mocy  $0,37 \text{ kW}$ . Podgrzewanie powietrza odbywa się za pomocą nagrzewnicy wodnej o parametrach czynnika grzejącego  $80/60^{\circ}\text{C}$  o oporze przepływu powietrza  $12 \text{ Pa}$  i mocy grzewczej  $17,75 \text{ kW}$ . Instalacja wentylacji wywiewnej składa się z wentylatora promieniowego typu T-HLZ 225 o wydajności  $1100 \text{ m}^3/\text{h}$  o prędkości obrotowej wirnika  $2206 \text{ obr./min}$  napędzanego silnikiem o mocy  $0,25 \text{ kW}$ . Przewody instalacji wentylacyjnej wykonane z blachy ocynkowanej o wymiarach  $300 \times 400$  mm są prowadzone pod stropem.

Dane wentylatora nawiewającego powietrze:

- $\dot{V} = 1100 \text{ m}^3/\text{h}$  – wydatek powietrza nawiewanego,
- $d_w = 180 \text{ mm}$  – średnica wirnika wentylatora,
- $h_c = 588 \text{ Pa}$  – całkowite ciśnienie,
- $n_w = 3893 \text{ obr./min}$  – prędkość obrotowa wentylatora,
- $n_s = 2800 \text{ obr./min}$  – prędkość obrotowa silnika,
- $N_s = 0,37 \text{ kW}$  – moc silnika napędowego,
- $d_p = 71 \text{ mm}$  – średnica koła pasowego wentylatora.

Dane nagrzewnicy:

- $\dot{Q}_n = 17,75 \text{ kW}$  – moc cieplna,
- $T_{w1} = 80^{\circ}\text{C}$  – temperatura wody na zasilaniu,
- $T_{w2} = 60^{\circ}\text{C}$  – temperatura wody na powrocie,
- $\dot{G}_n = 0,212 \text{ kg/s}$  – strumień masy wody grzejącej przepływającej przez nagrzewnicę.

Kształtki i połączenia instalacji wentylacyjnej są wykonane zgodnie z normą PN-B-03434. Sposób prowadzenia przewodów i usytuowanie podstawowych urządzeń ilustruje schemat centrali wentylacyjnej (wentylatorni) przedstawiony na rys. 1.

Instalacja wentylacyjna w budynku nie została wyposażona w układ odzysku ciepła odpadowego wynoszonego do otoczenia w powietrze wentylacyjnym, co wpływa na zwiększone zużycia ciepła do ogrzewania. Uzasadnia to celowość modernizacji układu wentylacji, w części znajdującej się w pomieszczeniu centrali, przez wprowadzenie systemu rekuperacji ciepła wyprowadzanego z powietrzem

wentylacyjnym do otoczenia, w celu podgrzania pobieranego powietrza zewnętrznego.

### 2.3. Proponowany zakres przebudowy instalacji

Modyfikację instalacji wentylacyjnej w części znajdującej się w wentylatorni przewiduje się przez zamontowanie wymiennika ciepła i odpowiednią przebudowę głównych przewodów doprowadzających i odprowadzających powietrze. Proponowana modyfikacja spowoduje zmniejszenie mocy cieplnej nagrzewnicy powietrza wentylacyjnego i zmniejszenie zużycia energii do jego podgrzewania. Po zamontowaniu wymiennika ciepła zwiększy się opór przepływu czynników, co będzie wymagało zwiększenia prędkości obrotowej wentylatorów lub ich wymiany. W efekcie zwiększeniu ulegnie moc elektryczna pobierana na napęd wentylatorów powietrza i odpowiednio zwiększy się zużycie energii elektrycznej.

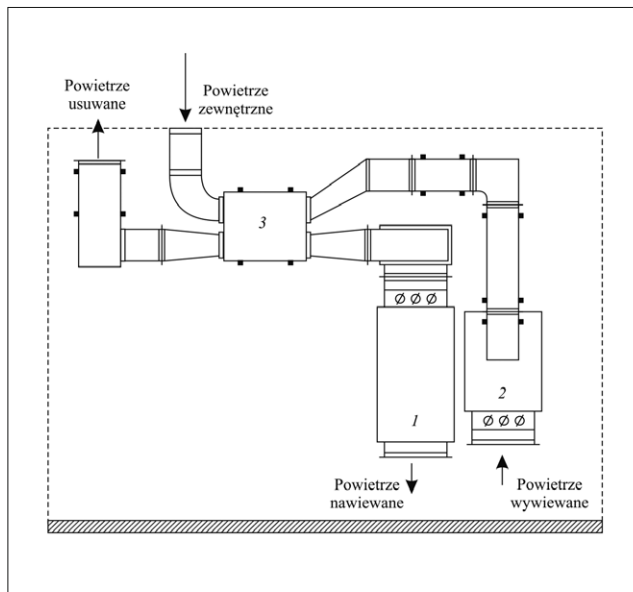
Na rys. 2 przedstawiono schemat centrali instalacji wentylacyjnej uwzględniający zmiany, które zostaną dokonane podczas modernizacji, przedstawiono również sposób prowadzenia przewodów. Przewody wentylacyjne przewiduje się wykonać z blachy stalowej ocynkowanej, będą miały izolację cieplną z wełny mineralnej. Dla kanałów wentylacyjnych wywiewnych za rekuperatorem nie przewiduje się zastosowania izolacji cieplnej.

W celu wykorzystania ciepła zawartego w wywiewanym powietrzu do podgrzewania powietrza nawiewanego zastosowano wymiennik ciepła, którego schemat poglądowy ilustrujący jego budowę przedstawiono na rys. 3. Przewidziany do zastosowania wymiennik charakteryzuje się dużą sprawnością odzysku ciepła, jest niewielkich rozmiarów, jego budowa nie pozwala na mieszanie się strumieni powietrza nawiewanego i wywiewanego, zgodnie z wymaganiami w zakresie spełnienia warunków higienicznych.

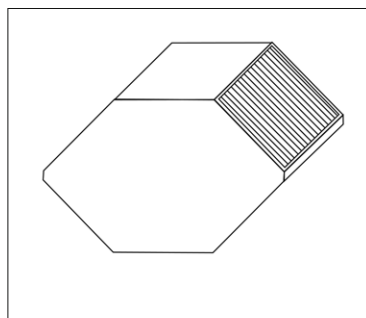
Do doboru wymiennika ciepła posłużyły podstawowe wielkości charakteryzujące instalację wentylacyjną:

- $\dot{V}_n, \dot{V}_w = 1100 \text{ m}^3/\text{h}$  – strumień powietrza nawiewanego i wywiewanego,
- $T_z = -20^\circ\text{C}$  – temperatura powietrza zewnętrznego,
- $T_n = 24^\circ\text{C}$  – temperatura powietrza nawiewanego,
- $\varphi = 60\%$  – wilgotność powietrza wywiewanego.

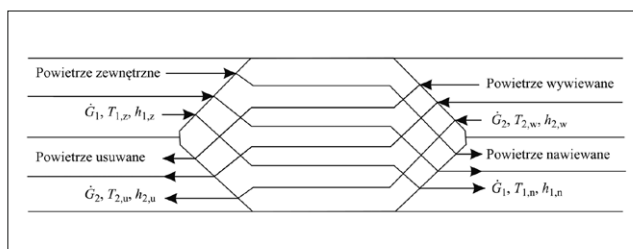
Wybrany wymiennik ciepła ma zastosowanie w układach wentylacji do odzysku ciepła odpadowego, zwłaszcza w układach, w których nie dopuszcza się recyrkulacji powietrza. Zaprojektowany jest jako płytowy wymiennik przeciwprądowy do odzysku ciepła jawnego zawartego w wywiewanym powietrzu. Powietrze wywiewane i powietrze świeże są rozdzielone. Przenikanie zapachów czy wilgoci między strumieniami powietrza nawiewanego i wywiewanego nie jest możliwe. Strumienie powietrza przepływają w układzie przeciwprądowym jak pokazano na rys. 4, wzdłuż równoległe złożonych cienkich fałdowanych płyt aluminiowych. Płyty tworzące powierzchnię wymiany ciepła są wykonane ze stopu aluminium odpornego na korozję i wodę morską. Wysoka sprawność wymiany ciepła jest osiągana dzięki specjalnej budowie płyt i odpowiedniemu prowadzeniu



↑ Rys. 2. Schemat instalacji wentylacyjnej w pomieszczeniu wentylatorni po modernizacji [82]: 1 – centrala nawiewna; 2 – centrala wywiewna; 3 – rekuperator



← Rys. 3. Schemat poglądowy układu i budowy elementu podstawowego wymiennika ciepła wykonanego z cienkościennych elementów tworzących powierzchnię wymiany ciepła



↑ Rys. 4. Schemat przepływu czynników przez wymiennik ciepła

przepływających czynników. Zapewnia to wysoki współczynnik przenikania ciepła i rozwiniętą powierzchnię wymiany ciepła. Zastosowana konstrukcja zawinięcia krawędzi zapewnia sztywność konstrukcji wymiennika i dużą szczelność uniemożliwiającą przenikanie strumienia powietrza usuwanego do powietrza nawiewanego.

Według katalogu firmy podstawowe wielkości niezbędne w obliczeniach efektywności energetycznej odzysku ciepła są następujące:

- $\eta = 0,82$  – sprawność odzysku ciepła rekuperatora,
- $\Delta p = 145 \text{ Pa}$  – opór przepływu powietrza przez wymiennik,
- $s = 2 \text{ mm}$  – szerokość kanałów dla przepływu powietrza,
- $g = 0,08 \text{ mm}$  – grubość płyt wymiennika.



## 2.4. Bilans cieplny instalacji wentylacyjnej przed modernizacją

Na rys. 5 pokazano schemat przepływu czynników przez nagrzewnicę powietrza wentylacyjnego przed modernizacją oraz naniesiono zastosowane oznaczenia strumieni czynników i ich temperaturę.

Strumień entalpii dostarczanej w powietrzu zewnętrznym wynosi

$$\dot{H}_n = \dot{G}_n h_{1z}$$

gdzie:  $\dot{G}_n$  – strumień masy powietrza,  $h_{1z}$  – entalpia powietrza zewnętrznego.

Strumień masy powietrza wynosi

$$\dot{G}_n = \dot{V}_n \rho$$

gdzie:  $\dot{V}_n = 0,306 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $\rho$  – gęstość powietrza.

Gęstość powietrza obliczono dla warunków normalnych fizycznych

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{101350}{281,1 \cdot 273} = 1,293 \text{ kg/m}^3$$

gdzie:  $p = 101350 \text{ Pa}$  – ciśnienie atmosferyczne,  $R = 287,1 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  – indywidualna stała gazowa dla powietrza,  $T = 273 \text{ K}$  – obliczeniowa temperatura powietrza.

Strumień masy powietrza wynosi

$$\dot{G}_n = \dot{V}_n \rho = 0,306 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,293 \text{ kg/m}^3 = 0,396 \text{ kg/s}$$

Według [40] entalpia właściwa powietrza zewnętrznego wynosi

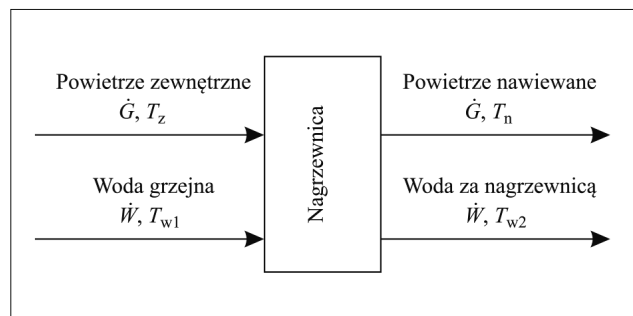
$$h_z = c_{pp} T_z + X_z (c_{pw} T_z + r_0) = 1,006 \cdot (-20) + 0,0005 [1,87(-20) + 2501] = -18,78 \text{ kJ/kg}$$

gdzie:  $c_{pp} = 1,006 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  – ciepło właściwe powietrza suchego,  $T_z = -20^\circ\text{C}$  – temperatura powietrza zewnętrznego,  $X_z = 0,0005 \text{ kg/kg}$  – ilość wilgoci w powietrzu zewnętrznym,  $c_{pw} = 1,87 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  – ciepło właściwe pary wodnej,  $r_0 = 2501 \text{ kJ/kg}$  – entalpia parowania wody.

Strumień entalpii niesiony w pobieranym powietrzu zewnętrznym

$$\dot{H}_z = \dot{G}_n h_z = 0,396 \cdot (-18,78) = -7,44 \text{ kW}$$

Strumień entalpii doprowadzany w powietrzu nawiewanym podgrzanym do temperatury  $T_n = 24^\circ\text{C}$



↑ Rys. 5. Schemat przepływu strumieni czynników przez nagrzewnicę przed modernizacją

$$\dot{H}_n = \dot{G}_n h_n = 0,396 \cdot 25,24 = 9,99 \text{ kW}$$

gdzie

$$h_n = c_p T_n + X(c_{pw} T_n + r_0) = 1,006 \cdot 24 + 0,0005(1,87 \cdot 24 + 2501) = 25,24 \text{ kJ/kg}$$

Strumień ciepła wymienianego w nagrzewnicy

$$\dot{Q}_w = \dot{H}_n - \dot{H}_z = 9,99 - (-7,44) = 17,43 \text{ kW}$$

Strumień entalpii wody grzejącej zasilającej nagrzewnicę powietrza

$$\dot{H}_{w1} = \dot{W} h_{w1} = 0,212 \cdot 334,9 = 71,0 \text{ kW}$$

gdzie:  $\dot{W} = 0,21 \text{ kg/s}$  – strumień masowy wody,  $h_{w1} = 334,9 \text{ kJ/kg}$  – entalpia wody w temperaturze  $T_{w1} = 80^\circ\text{C}$ .

Przy założeniu, że wymiana ciepła w nagrzewnicy powietrza odbywa się bez strat, strumień entalpii wody za nagrzewnicą wynosi

$$\dot{H}_{w2} = \dot{H}_{w1} - \dot{Q}_w = 71,0 - 17,43 = 53,57 \text{ kJ/kg}$$

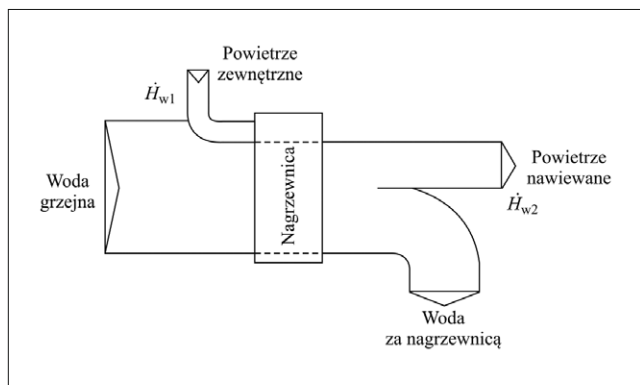
Entalpia właściwa wody na wyjściu z nagrzewnicy

$$h_{w2} = \frac{\dot{H}_{w2}}{\dot{W}} = \frac{53,57}{0,21} = 255,1 \text{ kJ/kg}$$

Temperatura wody na wyjściu z nagrzewnicy

$$T_{w2} = \frac{h_{w2}}{c_w} = \frac{255,1}{4,19} = 60,9^\circ\text{C}$$

Na rys. 6 przedstawiono wykres pasmowy ilustrujący bilans strumieni entalpii instalacji wentylacyjnej przed modernizacją przy temperaturze otoczenia  $-20^\circ\text{C}$ . Sprawdzenie bilansu strumieni entalpii w nagrzewnicy można wykonać według równania



**↑ Rys. 6.** Wykres pasmowy bilansu entalpii instalacji wentylacyjnej przed modernizacją przy temperaturze otoczenia  $-20^{\circ}\text{C}$  (odniesiony do temperatury  $0^{\circ}\text{C}$ )

$$\begin{aligned} \dot{H}_z + \dot{H}_{w1} &= \dot{H}_{w2} + \dot{H}_n \\ \dot{H}_z + \dot{H}_{w1} &= -7,44 + 71,0 = 63,56 \text{ kW} \\ \dot{H}_{w2} + \dot{H}_n &= 53,57 + 9,99 = 63,56 \text{ kW} \end{aligned}$$

Otrzymano zgodność sumy strumieni entalpii przez i za nagrzewnicą.

### 2.5. Bilans cieplny układu po modernizacji

Na rys. 7 przedstawiono schemat przepływu czynników w instalacji wentylacyjnej po modernizacji, na który nanie-siono oznaczenia wielkości charakteryzujących te przepływy i czynniki.

Znana wartość obliczeniowej sprawności odzysku ciepła w rekuperatorze pozwala na obliczenie temperatury powietrza nawiewanego

$$\eta = \frac{T'_n - T_z}{T_w - T_z}$$

Stąd temperatura powietrza nawiewanego  $T'_n$  (za wymiennikiem ciepła) wynosi

$$T'_n = T_z + \eta(T_w - T_z) = -20 + 0,82(24 + 20) = 16^{\circ}\text{C}$$

Moc cieplną (strumień ciepła) pobraną przez strumień powietrza obliczamy jako różnicę strumieni entalpii powietrza za wymiennikiem ciepła i przed wymiennikiem

$$\dot{Q}_R = \dot{G}_w(h'_n - h_z) = 0,396(17,36 + 18,78) = 14,31 \text{ kW}$$

gdzie:  $\dot{G}_w = 0,396 \text{ kg/s}$ ,  $h_z = -18,78 \text{ kJ/kg}$  – entalpia powietrza zewnętrznego,  $h'_n$  – entalpia właściwa powietrza nawiewanego po wstępnym podgrzaniu w wymienniku, wynosząca

$$\begin{aligned} h'_n &= c_{pp}T'_n + X_z(c_{pw}T'_n + r_0) = \\ &= 1,006 \cdot 16 + 0,0005(1,87 \cdot 16 + 2501) = 17,36 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Entalpię  $h_u$  powietrza usuwanego do otoczenia (za rekuperatorem) określimy z równania

$$\dot{Q}_R = \dot{G}_w(h_w - h_u)$$

skąd mamy

$$h_u = h_w - \frac{\dot{Q}_R}{\dot{G}_w} = 52,65 - \frac{14,31}{0,396} = 52,60 - 36,14 = 16,51 \text{ kW}$$

gdzie  $h_w$  – entalpia właściwa powietrza wywiewanego przy zawartości wilgoci  $X_w = 0,0112 \text{ kg/kg}$  w powietrzu [82], wynosząca

$$\begin{aligned} h_w &= c_p T_w + X_w(c_{pw}T_w + r_0) = \\ &= 1,006 \cdot 24 + 0,0112(1,87 \cdot 24 + 2501) = 52,65 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Strumień entalpii powietrza wywiewanego

$$\dot{H}_w = \dot{G}_w h_w = 0,396 \cdot 52,65 = 20,85 \text{ kW}$$

W celu obliczenia temperatury  $T_u$  powietrza usuwanego (za wymiennikiem ciepła) można posłużyć się zależnością na entalpię właściwą powietrza usuwanego

$$h_u = c_p T_u + X_w(c_{pw}T_u + r_0)$$

Odpowiednio upraszczając i przekształcając powyższą zależność można otrzymać wzór umożliwiający obliczenie temperatury  $T_u$  powietrza usuwanego przy zawartości wilgoci  $X_w = 0,0112 \text{ kg/kg}$  w powietrzu

$$\begin{aligned} T_u &= \frac{h_u - X_w r_0}{c_p + X_w c_{pw}} = \frac{16,51 - 0,0112 \cdot 2501}{1,006 + 0,0112 \cdot 1,87} = \\ &= \frac{16,51 - 28,08}{1,027} = -11,26^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Strumień entalpii powietrza usuwanego

$$\dot{H}_u = \dot{G}_w h_u = 0,396 \cdot 16,51 = 6,54 \text{ kW}$$

Entalpia właściwa powietrza nawiewanego (za nagrzewnicą) przy zawartości wilgoci  $X_n = 0,0005 \text{ kg/kg}$  w powietrzu suchym, wynosi [82]:

$$\begin{aligned} h_n &= c_p T_n + X_n(c_{pw}T_n + r_0) = \\ &= 1,006 \cdot 24 + 0,0005(1,87 \cdot 24 + 2501) = 25,24 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Strumień entalpii powietrza nawiewanego

$$\dot{H}_n = \dot{G}_n h_n = 0,396 \cdot 25,24 = 9,99 \text{ kW}$$

Strumień ciepła pobrany w nagrzewnicy na podgrzanie powietrza nawiewanego

$$\dot{Q}_p = \dot{G}_n(h_n - h'_n) = 0,396(25,24 - 17,36) = 3,12 \text{ kW}$$

Na podstawie równania bilansu strumieni entalpii dla nagrzewnicy obliczamy niezbędny strumień wody grzejnej

$$\dot{H}'_n = \dot{H}_{w1,l} = \dot{H}_n + \dot{H}_{w2,l} + \dot{Q}_{ot,n}$$

Skąd po przekształceniach

$$\dot{W} = \frac{1,02\dot{Q}_p}{c_w(T_1 - T_2)} = \frac{1,02 \cdot 3,12}{4,186(80 - 60)} = \frac{3,19}{83,72} = 0,0381 \text{ kg/s}$$

Założono stratę 2% ciepła do otoczenia w nagrzewnicy po modernizacji

$$\dot{Q}_{ot,n} = 0,02\dot{Q}_p = 0,02 \cdot 3,12 \cong 0,07 \text{ kW}$$

Strumień entalpii wody przed i za nagrzewnica

$$\begin{aligned} \dot{H}_1 &= \dot{W}c_w T_1 = 0,0380 \cdot 4,186 \cdot 80 = 12,73 \text{ kW} \\ \dot{H}_2 &= \dot{W}c_w T_2 = 0,0380 \cdot 4,186 \cdot 60 = 9,54 \text{ kW} \end{aligned}$$

Moc cieplna oddawana przez wodę w nagrzewnicy (moc cieplna zamówiona) na potrzeby instalacji nawiewnej po wprowadzeniu odzysku ciepła

$$\dot{Q}_{p,1} = \dot{H}_1 - \dot{H}_2 = 12,73 - 9,54 = 3,19 \text{ kW}$$

Moc cieplną zamówioną na potrzeby instalacji nawiewnej przed modernizacją oblicza się z zależności

$$\dot{Q}_{p,0} = \dot{G}(h_n - h_z) = 0,396(25,24 + 18,78) = 17,43 \text{ kW}$$

Zmniejszenie w wyniku modernizacji mocy cieplnej zamówionej na potrzeby instalacji nawiewnej wynosi

$$-\Delta\dot{Q} = \dot{Q}_{p,0} - \dot{Q}_{p,1} = 17,43 - 3,19 = 14,24 \text{ kW}$$

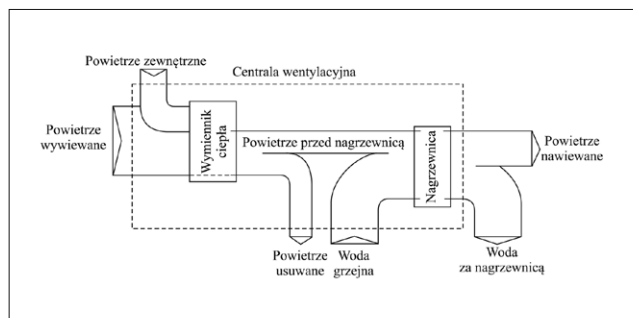
czyli zapotrzebowanie na moc cieplną w nagrzewnicy zmniejszyło się o ponad 81%.

Użyteczne może być przedstawienie wyników obliczeń entalpii i temperatury powietrza przed i za rekuperatorem na wykresie  $h$ - $X$ .

Bilans cieplny instalacji wentylacyjnej po modernizacji zestawiono przy założeniu że straty ciepła do otoczenia w rekuperatorze są pomijalnie małe w stosunku do występujących wartości strumieni. Na rys. 8 przedstawiono wykres pasmowy bilansu cieplnego instalacji wentylacyjnej po modernizacji.

Suma strumieni entalpii doprowadzanych do instalacji

$$\dot{H}_z + \dot{H}_w + \dot{H}_{w1} = -7,44 + 20,85 + 12,73 = 26,14 \text{ kW}$$



↑ Rys. 8. Poglądowy wykres pasmowego bilansu cieplnego instalacji wentylacyjnej po modernizacji (odniesiony do temperatury 0°C)

Suma strumieni entalpii i ciepła wyprowadzanych z instalacji

$$\begin{aligned} \dot{H}_u + \dot{H}_n + \dot{H}_{w2} + \dot{Q}_{ot,n} &= 6,54 + 9,99 + 9,54 + 0,07 = \\ &= 26,14 \text{ kW} \end{aligned}$$

Na wykresie pasmowym na rys. 8 naniesiono strumienie ciepła, jakie występują w bilansie cieplnym instalacji wentylacyjnej po modernizacji.

## 2.6. Przystosowanie charakterystyki nagrzewnicy

Po zamontowaniu rekuperatora wymagana moc cieplna nagrzewnicy zmniejszy się z wartości  $\dot{Q}_w = 17,43 \text{ kW}$  do wartości  $3,19 \text{ kW}$ . W tym celu nie przewiduje się wymiany istniejącej nagrzewnicy, lecz jedynie zmniejszenie jej mocy cieplnej poprzez ograniczenie dopływu czynnika grzejjego, w najprostszym przypadku można to wykonać przez zastosowanie dławienia przepływu czynnika grzejjego kryzą o odpowiednim przekroju. Wymagany strumień masy wody przepływającej przez nagrzewnicę po modernizacji wynosi  $0,0381 \text{ kg/s}$ .

Zużycie energii elektrycznej na napęd wentylatorów powietrza nawiewnego i wywiewnego nie zmienia się w czasie ze względu na stałe wartości strumieni podawanego powietrza.

W rozpatrywanym przypadku po przeprowadzeniu modernizacji niezbędne staje się zwiększenie mocy silników napędzających wentylatory centrali nawiewnej i wywiewnej ze względu na zwiększone opory przepływu spowodowane wprowadzeniem do instalacji wymiennika ciepła. Najczęściej jednak wiąże się to z koniecznością wymiany wentylatorów wraz z silnikami napędowymi lub ze zwiększeniem prędkości obrotowej wentylatorów i wymianą silników, co pociąga za sobą większe koszty.

## 2.7. Obliczenie sprawności energetycznej układu rekuperacji

W rozpatrywanym przypadku ustalono, że zwiększenie mocy napędowej silników elektrycznych (wentylatora nawiewnego i wywiewnego) wyniesie  $0,43 \text{ kW}$ . Zwiększone zużycie energii elektrycznej na napęd wentylatorów wyniesie  $\Delta E_{el} = \Delta N \cdot 8760 \text{ h/rok} = 0,43 \cdot \text{kW} \cdot 8760 \text{ h/rok} = 13,56 \text{ GJ/rok}$ .

Zwiększenie zużycia energii elektrycznej na napęd wentylatorów stanowi ok. 9% w stosunku do ilości energii cieplnej wymienionej w rekuperatorze.

Średnia w ciągu roku sprawność energetyczna układu rekuperacji wyniesie

$$\eta_{ER} = \frac{Q_R}{Q_a + \Delta E_{el}} = \frac{151,7}{185,9 + 13,56} = \frac{151,7}{199,46} = 0,760$$

gdzie:  $Q_R = 151,7$  GJ/rok – ciepło odzyskane w wymienniku ciepła w czasie sezonu grzewczego, efekt użyteczny działania rekuperatora,  $Q_a = 185,9$  GJ/rok – ciepło zużywane w budynku na podgrzanie powietrza wentylacyjnego w instalacji bez odzysku ciepła odpadowego,  $\Delta E_{el} = 13,53$  GJ/rok – zużycie energii elektrycznej na napęd urządzeń (wentylatorów, pomp, sprężarek) spowodowany wprowadzeniem do układu wentylacji urządzeń o większej mocy lub wspomagających układ rekuperacji.

Obliczona sprawność  $\eta_{ER}$  jest o sześć punktów procentowych niższa od sprawności założonej wcześniej w obliczeniach  $\eta = 0,82$ . Należy przy tym dodać, że powyższa zależność na obliczenie sprawności układu rekuperacji nie jest określona poprawnie, ponieważ w mianowniku dodajemy wartości dwóch różnych jakościowo nośników energii, których sprawności uzyskania są zdecydowanie różne. W takim przypadku właściwszym określeniem jest skumulowana sprawność energetyczna układu rekuperacji, w której stosuje się wartości zużywanych nośników energii przeliczonych na energię pierwotną. Skumulowana sprawność energetyczna układu rekuperacji jest obliczona niżej

$$\eta_{ER}^* = \frac{Q_R}{\frac{Q_a}{\eta_c^*} + \frac{\Delta E_{el}}{\eta_{el}^*}} = \frac{151,7}{\frac{185,9}{0,75} + \frac{13,56}{0,26}} = \frac{151,7}{300,01} = 0,506$$

gdzie:  $\eta_c^* = 0,75$  – skumulowana sprawność energetyczna wytworzenia i dostarczenia ciepła do miejsca wykorzystania,  $\eta_{el}^* = 0,26$  – skumulowana sprawność energetyczna wytworzenia i dostarczenia energii elektrycznej do miejsca wykorzystania.

Skumulowana sprawność energetyczna układu rekuperacji  $\eta_{ER}^*$  służy do oceny efektywności energetycznej rozpatrywanego układu na poziomie gospodarki kraju. Stanowi ocenę efektywności wykorzystania energii pierwotnej w układzie rekuperacji w odniesieniu do wykorzystania ciepła wentylacji. Podkreśla głównie wpływ na sprawność wynikający z konieczności zużycia energii elektrycznej przez układ rekuperacji, dla której skumulowana sprawność energetyczna pozyskania i przetwarzania jest niska.

### 2.8. Energetyczne efekty modernizacji instalacji wentylacyjnej

W wyniku modernizacji instalacji wentylacyjnej polegającej na zastosowaniu odzysku ciepła odpadowego otrzymujemy

zmniejszenie zużycia ciepła wynikające ze zmniejszenia zużycia ciepła na ogrzewanie powietrza wentylacyjnego i zmniejszenia mocy cieplnej zamówionej na potrzeby wentylacji o wartość  $\Delta Q_z = 13,2$  kW, co wpływa na zmniejszenie opłaty za moc zamówioną.

Zużycie ciepła na potrzeby wentylacji przed modernizacją instalacji można obliczyć ze wzoru

$$Q_w = \sum_{m=1}^{12} S_{h,m} \dot{V} c_p \rho = \sum_{m=1}^{12} \tau_m (T_n - T_{z,m}) \dot{V} c_p \rho = \dot{V} c_p \rho \sum_{m=1}^{12} \tau_m (T_n - T_{z,m})$$

gdzie:  $S_h$  – roczna liczba stopniogodzin wentylacji, hK,  $\dot{V} = 1100 \text{ m}^3/\text{h} = 0,306 \text{ m}^3/\text{s}$  – strumień objętości powietrza nawiewanego,  $c_p = 1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  – ciepło właściwe powietrza nawiewanego,  $\rho = 1,190 \text{ kg}/\text{m}^3$  – gęstość powietrza nawiewanego.

Stopniogodziny wentylacji jest to iloczyn godzin pracy instalacji wentylacyjnej i różnicy temperatury powietrza nawiewanego i średniej temperatury powietrza zewnętrznego, co można zapisać następująco:

$$S_{h,m} = \tau_m (T_n - T_{z,m})$$

gdzie:  $\tau_m$  – liczba godzin pracy urządzeń wentylacyjnych w miesiącu  $m$ ,  $T_n = 24^\circ\text{C}$  – temperatura powietrza nawiewanego za nagrzewnicą  $T_{z,m}$  – średnia temperatura zewnętrzna w miesiącu  $m$ .

W okresie letnim, kiedy nie ogrzewa się pomieszczeń, gdy temperatura przekroczy  $15^\circ\text{C}$ , układ wentylacyjny nie przestaje działać. Podgrzewa powietrze zewnętrzne do żądanej temperatury  $24^\circ\text{C}$ . W tabeli 2 przedstawiono średnie temperatury miesięczne, stopniogodziny oraz zapotrzebowanie na ciepło instalacji wentylacyjnej w danym miesiącu.

Znaczenie symboli użytych w tabeli 2:  $Q_{w,m}$  – zużycie ciepła na wentylację w miesiącu  $m$ ,  $T_{z,m}$  – średnia temperatura powietrza zewnętrznego w miesiącu  $m$ ,  $\tau_m$  – czas pracy instalacji w miesiącu  $m$ ,  $S_{h,m}$  – liczba stopniogodzin w miesiącu  $m$ ,  $\Delta E_{el,m}$  – zwiększenie zużycia energii elektrycznej w miesiącu

↓ **Tabela 2.** Zestawienie obliczeń sprawności energetycznej układu rekuperacji dla poszczególnych miesięcy

<i>m</i>	Miesiąc	$T_{z,m}$ °C	$\tau_m$ h	$S_{h,m}$ h·K	$Q_{w,m}$ GJ/m-c	$\Delta E_{el,m}$ GJ/m-c	$Q_{w,m} + \Delta E_{el,m}$ GJ/m-c	$Q_{R,m}$ GJ/m-c	$\eta_R$	$\eta_{ER,m}$
1	Styczeń	-2,9	744	20014	26,42	1,08	27,50	21,66	0,82	0,801
2	Luty	-2,2	672	17606	23,24	0,98	24,22	19,06	0,82	0,787
3	Marzec	1,6	744	16666	22,00	1,08	23,08	18,00	0,82	0,779
4	Kwiecień	7,6	720	11808	15,59	1,05	16,64	12,78	0,82	0,768
5	Maj	13,0	744	8184	10,80	1,08	11,88	8,86	0,82	0,746
6	Czerwiec	17,2	720	4896	6,46	1,05	7,51	5,30	0,82	0,703
7	Lipiec	18,3	744	4241	5,60	1,08	6,68	4,59	0,82	0,687
8	Sierpień	17,5	744	4836	6,38	1,08	7,46	5,23	0,82	0,701
9	Wrzesień	13,3	720	7704	10,17	1,05	11,22	8,34	0,82	0,743
10	Październik	8,3	744	11681	15,42	1,08	16,50	12,64	0,82	0,754
11	Listopad	3,6	720	14688	19,39	1,05	20,44	15,90	0,82	0,778
12	Grudzień	-0,5	744	18228	24,06	1,08	25,14	19,73	0,82	0,785
	Suma		8760	140551	185,53	12,74	198,27	152,1	0,82	0,767*

\* średnia sprawność energetyczna układu rekuperacji



$m$  na napęd wentylatorów,  $Q_{R,m}$  – ciepło odzyskane w reku-peratorze w miesiącu  $m$ ,  $\eta_{R,m}$  – sprawność wymiennika ciepła (rekuperatora) w miesiącu  $m$ ,  $\eta_{ER,m}$  – sprawność układu rekuperacji w miesiącu  $m$ .

Sprawność (tzw. temperaturowa) wymiennika ciepła według wytwórcy wynosi  $\eta_{obl} = 92\%$ . Rzeczywista sprawność układu rekuperacji ciepła odpadowego w warunkach eksploatacyjnych jest zazwyczaj niższa o kilka procent (według badań omawianych w [82]). W tej pracy w obliczeniach przyjęto sprawność  $\eta_R = 82\%$ .

Według obliczeń przedstawionych w tabeli 2 uzyskano następujące roczne wartości poszukiwanych wielkości:  $Q_w = 185,53$  GJ/rok,  $\Delta E_{el} = 12,74$  GJ/rok,  $Q_R = 152,1$  GJ/rok,  $\eta_{ER} = 0,767\%$ .

## 2.9. Ocena efektywności ekonomicznej przedsięwzięcia

Realizacja przedsięwzięcia modernizacyjnego spowoduje zmniejszenie zużycia ciepła na podgrzanie powietrza wentylacyjnego kosztem jednak pewnego zwiększenia zużycia energii elektrycznej na napęd wentylatorów. W sumie nastąpi

zmniejszenie kosztów zużycia nośników energii, co będzie generowało oczekiwane zmniejszenie kosztów eksploatacji.

Roczne zmniejszenie kosztów zużycia ciepła na potrzeby wentylacji w wyniku modernizacji instalacji wyniesie

$$-\Delta K_w = c_Q Q_R + c_z (-\Delta Q_w)$$

gdzie:

- $-\Delta Q_w = Q_w - Q_R = 185,53 - 152,1 = 33,43$  GJ/rok
- $c_Q$  – koszt jednostki ciepła (zł/GJ) wg taryfy opłat (2010), wg [82],
- $c_z$  – opłata za 1 kW mocy cieplnej zamówionej, zł/rok (2010), wg [82],
- $-\Delta Q_w$  – zmniejszenie mocy zamówionej.

Fragment pochodzi z książki:

*Efektywność energetyczna w działalności gospodarczej*  
Jan Górczyński, Wydawnictwo Naukowe PWN SA

Reklama



Wspieraj i promuj  
wydarzenia z nami!

napędy  
i sterowanie

miesięcznik  
naukowo-techniczny

**Organizujesz konferencję, webinar lub targi branżowe?**  
Skorzystaj z patronatu medialnego miesięcznika „Napędy i Sterowanie” i dotrzyj do szerokiego grona inżynierów i menedżerów.  
Wyróżnij się z naszą pomocą i zwiększ zasięg swojego wydarzenia!

Napisz do nas: [redakcja.nis@industrypublisher.com](mailto:redakcja.nis@industrypublisher.com)