

Dorota Chwieduk
Maciej Jaworski
Zbysław Pluta
Jacek Szypliński
Ryszard Wnuk

4. CZYNNY WYKORZYSTANIE ENERGII SŁONECZNEJ DO OGRZEWANIA I PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ

4.1. Odbiorniki energii promieniowania słonecznego

4.1.1. Wprowadzenie

Kolektor słoneczny jest urządzeniem w którym zachodzi transformacja energii promieniowania słonecznego w przyrost energii wewnętrznej czynnika przepływającego przez jego elementy. Uzyskana w ten sposób energia użyteczna czynnika może być w dalszej kolejności (przy pracy kolektora słonecznego jako elementu całej instalacji słonecznej) wykorzystana do ogrzewania pomieszczeń, suszenia, klimatyzacji, podgrzewania wody użytkowej czy nawet wytwarzania pary.

Generalnie kolektory promieniowania słonecznego można podzielić na dwa typy: kolektory paraboliczne i kolektory płaskie.

Kolektory paraboliczne wyposażone są w systemy specjalnie skonstruowanych koncentratorów energii (zwierciadeł i soczewek), których celem jest zwielokrotnienie strumienia słonecznej energii docierającej do powierzchni ziemi. Kolektory takie wyposażone są również w skomplikowane systemy naprowadzania (nadążne za Słońcem). Uzyskiwane dzięki takim kolektorom temperatury czynnika są bardzo wysokie i mogą być wykorzystywane nawet w słonecznych elektrowniach.

Kolektory płaskie są urządzeniami o prostszej konstrukcji (bez mechanizmów nadążnych i koncentratorów) wykorzystującymi zarówno energię promieniowania bezpośredniego docierającego do ziemi jak również odbitego i rozproszonego. Pracują w zakresie umiarkowanych temperatur nie przekraczających temperatury otoczenia o więcej niż 100°C. Opisywanie zjawisk zachodzących podczas pracy płaskiego kolektora słonecznego związane jest z poznaniem problemów wymiany ciepła przy niskich i zmiennych strumieniach ciepła i dużej roli promieniowania.

W dalszej części tego opracowania omówiony został płaski cieczowy kolektor słoneczny jako urządzenie o największych perspektywach wykorzystania w warunkach nasłonecznienia panujących w Polsce i z racji możliwości wykorzystania w instalacji przygotowania ciepłej wody użytkowej.

Podstawowym elementem płaskiego kolektora słonecznego jest absorber. Jest

to element pokryty odpowiednimi związkami (specjalne matowe farby, czarny nikiel, tlenki aluminium i inne) charakteryzującymi się dużymi współczynnikami pochłaniania promieniowania, a przy związkach selektywnych jednocześnie małymi współczynnikami emisji. Pochłaniana przez tę powierzchnię energia z promieniowania słonecznego jest na drodze przewodzenia w materiale absorbera i ścianach kanałów przepływowych transportowana do cieczy tam przepływającej. Odpowiednia geometria kanałów przepływowych ma zapewnić optymalne warunki przepływu (minimalizacja oporów przepływu), a także dobre warunki odbioru ciepła od ścianki przez przepływającą ciecz.

4.1.2. Model teoretyczny płaskiego kolektora słonecznego i schemat obliczeń jego podstawowych parametrów

Przedstawiony poniżej model teoretyczny płaskiego kolektora słonecznego, którego zadaniem jest matematyczne opisanie zjawisk cieplnych zachodzących w rzeczywistym płaskim kolektorze słonecznym obejmuje następujące zagadnienia związane ze :

- stratami energii docierającej do powierzchni absorbera na skutek odbicia (absorber, szyba) i pochłaniania (szyba) w procesie oddziaływania promieniowania na układ absorber-szyba. (tzw. określenie sprawności optycznej kolektora),
- stratami energii na drodze przewodzenia (spód i bok kolektora), konwekcji i promieniowania (powierzchnie szyby i absorbera); zagadnienia związane z określeniem i obliczeniem całkowitego współczynnika strat ciepła z kolektora,
- transportem energii od płyty absorbera do płynu w rurkach celem określenia wielkości ciepła użytecznego odbieranego z kolektora i temperatury wylotowej czynnika.

Należy zdawać sobie sprawę z faktu, że dokładne opisanie tych zjawisk wzorami matematycznymi jest niemożliwe i dlatego też w modelu dokonano pewnych założeń upraszczających. Jak wykazały prowadzone wcześniej prace, pomimo tych uproszczeń, uzyskiwane wyniki są poprawne z punktu widzenia zastosowań inżynierskich.

Opis modelu matematycznego kolektora płaskiego

Przedstawiony poniżej schemat obliczeń kolektora słonecznego dotyczy stanu quasi-ustalonego. Przy danych oddziaływaniach zewnętrznych (natężenie promieniowania słonecznego, temperatura otoczenia), parametrach pracy kolektora (natężenie przepływu, kąt pochylenia kolektora, temperatura wlotowa czynnika roboczego) i parametrach konstrukcyjnych (wymiały geometryczne, materiały) obliczona zostaje temperatura wylotowa czynnika roboczego, co pozwala na

określenie ilości użytecznej energii uzyskanej z transformacji energii słonecznej.

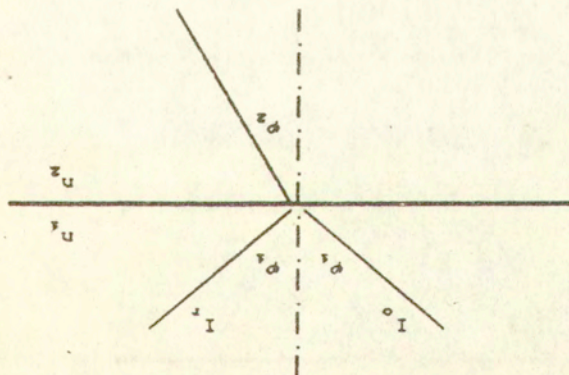
Określenie ilości energii docierającej do powierzchni absorbera

Frensel określił prawo odbicia dla niespolaryzowanego światła przechodzącego pomiędzy ośrodkami, których współczynniki załamania wynoszą odpowiednio n_1 i n_2 w następujący sposób:

$$(4.1) \quad \frac{I_r}{I_o} = r = 0.5 \cdot \left(\frac{\sin^2(\varphi_2 - \varphi_1)}{\sin^2(\varphi_2 + \varphi_1)} + \frac{\operatorname{tg}^2(\varphi_2 - \varphi_1)}{\operatorname{tg}^2(\varphi_2 + \varphi_1)} \right),$$

związek pomiędzy φ_1 a φ_2 określa wzór:

$$(4.2) \quad \frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1}.$$



Rys. 4.1

W przypadku promieniowania prostopadłego do granicy ośrodków oba kąty φ_1 i φ_2 mają wielkości równe zero. Wtedy z równań (4.1) i (4.2) otrzymujemy:

$$(4.3) \quad r = \left[\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \right]^2$$

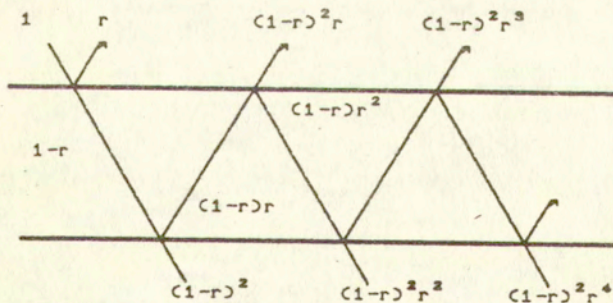
Dla szkła i powietrza współczynniki załamania wynoszą odpowiednio $n_1 = 1.526$, $n_2 = 1$. Zatem $r = 0.0434$.

Przy przechodzeniu światła przez szybę następuje wielokrotne wewnętrzne odbicie. Do szyby wchodzi $(1-r)$ padającego promieniowania. Z tego $(1-r)^2$ przechodzi przez szybę, zaś $r(1-r)$ odbija się z powrotem. Następnie $r^2(1-r)$ odbija się do górnej płaszczyzny itd. Transmittancja szyby wynosi zatem sumarycznie (rys.4.2):

$$(4.4) \quad t_r = (1-r) \sum_{n=1}^{\infty} r^{2n} = \frac{1-r}{1+r}$$

Dla szkła mamy zatem:

$$t_r = \frac{1-0.0434}{1+0.0434} = 0.916$$



Rys. 4.2

Promieniowanie przechodząc przez szybę ulega również pochłonięciu. Pochłanianie energii opisane jest prawem Bouger'a:

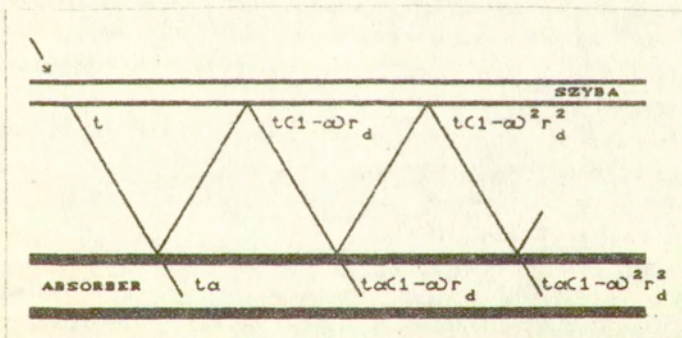
$$(4.5) \quad dI = I \cdot k \cdot dx .$$

Jeżeli grubość szyby wynosi L to całkując równanie (4.5) w granicach od 0 do L otrzymujemy:

$$(4.6) \quad t_a = \frac{I_L}{I_0} = e^{-k \cdot L} .$$

Łączna transmitancja szyby wynosi (uwzględniając odbicie i pochłanianie):

$$(4.7) \quad t = t_r \cdot t_a .$$



Rys. 4.3

Promieniowanie słoneczne po przejściu przez szybę dochodzi do płyty absorbera. Ponieważ absorpcyjność absorbera jest mniejsza od jedności część promieniowania zostaje odbita od niego i powraca do szyby, od której odbija się ponownie w kierunku płyty absorbera. Występuje tu sytuacja analogiczna do przechodzenia promieniowania przez szybę. Z rys.4.3 widzimy, że:

$$(4.8) \quad (t\alpha) = t\alpha \sum_{n=1}^{\infty} ((1-\alpha)r_d)^n = \frac{t\alpha}{1-(1-\alpha)r_d} ,$$

r_d - współczynnik dyfuzyjnego odbicia możemy odczytać z odpowiedniej tabeli [1].

Przy wyprowadzaniu wzoru na współczynnik strat całkowitych (w dalszej części opracowania) nie uwzględniono faktu, że absorpcja promieniowania w szybie powoduje dodatkowy przyrost jej temperatury. Energia absorbowana w szybie nie jest w całości tracona, gdyż wzrost temperatury szyby powoduje zmniejszenie strat ciepła z powierzchni absorbera. Aby to uwzględnić [9] zaproponowano wprowadzenie efektywnego współczynnika transmitancji szyby. Współczynnik wyliczony we wzorze (4.8) jest zwiększony o pewien dodatkowy czynnik uwzględniający powyżej opisane zjawisko:

$$(4.9) \quad (t\alpha)_e = (t\alpha) + 0.27(1-t) .$$

Trzeba zaznaczyć, że powyższe rozumowanie dotyczy kolektora pokrytego jedną szybą. Trochę inaczej sprawa wygląda, gdy kolektor jest pokryty dwoma lub większą liczbą szyb. W takim wypadku wyliczenie efektywnego współczynnika transmitancji szyby ulega pewnym modyfikacjom [9].

Mając określoną sprawność optyczną kolektora możemy wyliczyć ilość energii docierającą do powierzchni absorbera:

$$(4.10) \quad S = (t\alpha)_e \cdot HR \cdot (1-d) \cdot (1-s) ,$$

gdzie HR jest natężeniem promieniowania słonecznego docierającego do kolektora. Widzimy, że $(t\alpha)_e$ ma interpretację sprawności optycznej kolektora, zaś współczynniki d i s uwzględniają wpływ zacienienia i zapylenia powierzchni absorbera i szyby.

Obliczenie strat ciepła z kolektora

Warunki pracy słonecznego kolektora opisuje się równaniem bilansu cieplnego, który rozdziela dostarczoną energię promieniowania słonecznego na energię użyteczną czynnika Q_u , straty ciepłne z kolektora Q_L i ilość energii akumulowanej w kolektorze Q_s .

$$(4.11) \quad A_c \cdot S = Q_u + Q_L + Q_s ,$$

A_c jest powierzchnią absorbera.

Znając natężenie promieniowania słonecznego HR możemy na podstawie tych wielkości zdefiniować sprawność cieplną kolektora jako:

$$(4.12) \quad \eta = \frac{\int Q_U \cdot dt}{\int A_c \cdot (HR) \cdot dt}$$

straty całkowite zaś będą określone równaniem:

$$(4.13) \quad Q_L = U_L \cdot A_c \cdot (T_p - T_a)$$

gdzie:

U_L jest współczynnikiem strat całkowitych kolektora ($W m^{-2} K^{-1}$),

T_p jest temperaturą płyty absorbera ($^{\circ}C$),

T_a jest temperaturą otoczenia ($^{\circ}C$).

Straty energii przez spód kolektora są związane z istnieniem dwu oporów cieplnych R_1 i R_2 . R_1 reprezentuje opór cieplny izolacji, R_2 opór przejmowania ciepła od spodu kolektora przez promieniowanie i konwekcję. Ze względu na niewiele różniącą się od otoczenia temperaturę spodu kolektora możemy pominąć wpływ promieniowania na opisywany proces. Biorąc pod uwagę praktycznie występujące wielkości współczynnika α na spodzie kolektora zauważamy, że opór R_1 jest wielokrotnie większy od oporu R_2 . Możemy więc w takim razie opór R_2 pominąć. Tak więc współczynnik strat ciepła od spodu kolektora wyraża się wzorem:

$$(4.14) \quad U_b = \frac{1}{R_1} = \frac{\lambda_{iz}}{L}$$

λ_{iz} - przewodność cieplna izolacji ($W m^{-1} K^{-1}$).

Straty ciepła przez wierzchnią szybę są związane z istnieniem dwóch procesów wymiany ciepła: konwekcji i promieniowania. R_3 reprezentuje opór na drodze przepływu ciepła pomiędzy absorberem a szybą, zaś R_4 pomiędzy szybą a otoczeniem.

$$(4.15) \quad U_t = \frac{1}{R_3 + R_4} .$$

Opory cieplne R_3 i R_4 składają się z części konwekcyjnej i radiacyjnej:

$$(4.16) \quad R_3 = \frac{1}{\alpha_{p-c} + \alpha_{r,p-c}} ,$$

$$(4.17) \quad R_4 = \frac{1}{\alpha_{c-s} + \alpha_{r,p-c}} .$$

Współczynniki przejmowania ciepła przez promieniowanie możemy wyliczyć ze wzorów:

$$(4.18) \quad \alpha_{r,c-s} = \sigma \cdot \epsilon_c \cdot (T_c^2 + T_s^2) \cdot (T_c + T_s) ,$$

$$(4.19) \quad \alpha_{r,p-c} = \frac{\sigma \cdot (T_p^2 + T_c^2) \cdot (T_c + T_p)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} .$$

We wzorach tych oznaczono przez:

- σ - stałą promieniowania,
- ϵ_c - emisyjność szyby,
- ϵ_p - emisyjność płyty absorbera,
- T_c - temperaturę szyby,
- T_s - pozorną temperaturę nieboskłonu,
- T_p - temperaturę płyty absorbera.

Do wyznaczenia konwekcyjnych współczynników przejmowania ciepła skorzystano z odpowiednich równań kryterialnych. Współczynnik α_{p-c} wyliczamy z równania opisującego wymianę ciepła w zamkniętej szczelinie, przy występowaniu konwekcji swobodnej [13]:

$$(4.20) \quad Nu = 1 + 1.44 \cdot \left[\left(1 - \frac{1708}{Ra} \right) \cdot \left(1 - \frac{1708 \cdot \sin^{1/6}(1.8 \cdot \varphi)}{Ra} \right) \right]^{**} + \\ + \left[\left(\frac{Ra}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^*$$

gdzie:

Nu - liczba Nusselta,

Re - liczba Reynoldsa,

Ra - liczba Reyleigha:

$$(4.21) \quad Ra = Gr \cdot Pr \cdot \cos(\varphi)$$

Gr - liczbą Grashofa,

Pr - liczba Prantla,

φ - kąt pochylenia szczeliny względem poziomu.

W równaniu (4.20) w przypadku, gdy $Ra < 5830$ pomijamy składnik oznaczony (*), zaś gdy $Ra < 1708$ pomijamy wyrazy (**) i (*). Jako wymiar charakterystyczny przyjmujemy szerokość szczeliny, zaś temperaturą odniesienia jest średnia temperatura ścian otaczających szczelinę.

Współczynnik α_{c-s} wyliczamy z równania kryterialnego opisującego konwekcję swobodną w przestrzeni nieograniczonej [25]:

$$(4.22) \quad Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n,$$

gdzie C i n są współczynnikami zależnymi od wartości iloczynu $Gr \cdot Pr$. Jako wymiar charakterystyczny przyjęto szerokość kolektora, zaś temperaturą odniesienia jest średnia temperatura szyby kolektora i otaczającego powietrza. Dla uwzględnienia poprawki spowodowanej pochyleniem kolektora liczbę Grashofa należy pomnożyć przez cosinus kąta pochylenia [22].

Podstawiając wyliczone wartości α do wzoru (4.15) otrzymujemy wyrażenie na współczynnik strat ciepła przez powierzchnię górną kolektora:

$$(4.23) \quad U_t = \left(\frac{1}{\alpha_{p-c} + \alpha_{r,p-c}} + \frac{1}{\alpha_{c-s} + \alpha_{r,c-s}} \right)^{-1}$$

Dla określonej temperatury płyty absorbera (patrz podpunkt: **wyznaczenie**

temperatury absorbera) do wyznaczenia współczynnika U_t potrzebna jest znajomość temperatury szyby (temperatura ta jest potrzebna do obliczenia wszystkich współczynników α). Wyliczamy ją metodą iteracji. Zakładamy temperaturę szyby T_c i ze wzorów (4.18-4.23) wyliczamy U_t . Ponieważ strumień ciepła absorbera do szyby i od absorbera do otoczenia jest jednakowy możemy napisać:

$$(4.24) \quad T_c = T_p - \frac{U_t \cdot (T_p - T_a)}{\alpha_{p-c} + \alpha_{r,p-c}}$$

Otrzymaną wartość temperatury szyby T_c porównujemy z temperaturą założoną na początku. Jeżeli różnica pomiędzy tymi temperaturami jest niewielka to przyjmujemy, że wartość U_t jest wyliczona prawidłowo. W przeciwnym wypadku ponawiamy obliczenie współczynnika U_t korzystając z nowo wyliczonej temperatury szyby T_c .

Dla większości kolektorów obliczenie strat bocznych jest bardzo skomplikowane. Na szczęście w prawidłowo zaprojektowanych kolektorach straty boczne są małe w stosunku do pozostałych strat i nie ma potrzeby wyliczania ich z dużą dokładnością. Zakładając że współczynnik przejmowania ciepła na ściankach bocznych jest równy współczynnikowi przejmowania ciepła na spodzie kolektora oraz odnosząc ten współczynnik do jednostki powierzchni kolektora otrzymujemy:

$$(4.25) \quad U_e = \frac{U_b \cdot A_e}{A_c}$$

Współczynnik strat całkowitych wynosi więc:

$$(4.26) \quad U_L = U_b + U_t + U_e$$

Współczynnik ten jest odniesiony do jednostki powierzchni absorbera.

Wyznaczenie temperatury absorbera

Dokonując obliczeń przedstawionych powyżej możemy wyznaczyć współczynnik strat całkowitych U_L . Do obliczeń tych potrzebna nam jest jednak znajomość temperatury absorbera T_a . W rzeczywistości temperatura ta nie jest stała lecz zmienia się po całej powierzchni absorbera.

Na rys.4.4 przedstawiono rozkład temperatury na powierzchni absorbera. Widzimy, że jest ona zarówno funkcją współrzędnej $x^{(c)}$ jak i $y^{(d)}$. Aby wyznaczyć szukaną temperaturę przyjęto założenie, że rozkłady temperatury wzdłuż i

w poprzek płyty absorbera można traktować niezależnie.

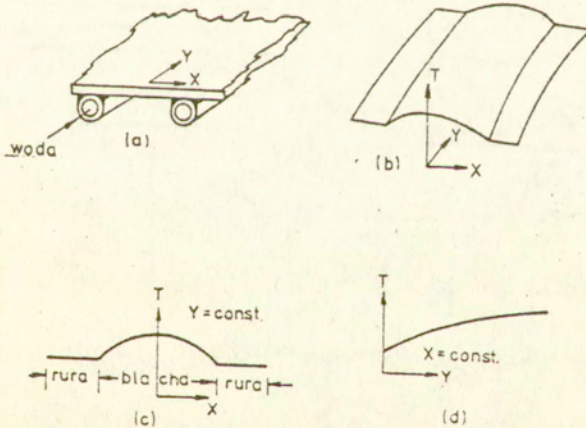
Rozkład temperatury pomiędzy rurami możemy wyliczyć jeżeli chwilowo założymy, że zmiana temperatury wzdłuż rurki jest zaniedbywalna. Zgodnie z przyjętymi oznaczeniami dla elementu pokazanego na rys.4.5 możemy napisać:

$$(4.27) \quad S \cdot \Delta x + U_L \cdot \Delta x \cdot (T_a - T) + \left(-\lambda_a \cdot d \frac{dT}{dx} \right) \Big|_x +$$

$$-\left(-\lambda_a \cdot d \frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x+\Delta x} = 0,$$

gdzie:

- d - grubość płyty absorbera,
- T_a - temperatura otoczenia,
- λ_a - przewodność cieplna absorbera.



Rys.4.4

Dzieląc równanie (4.27) przez Δx i sprowadzając Δx w granicy do zera otrzymujemy:

$$(4.28) \quad \frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{U_L}{\lambda_a \cdot d} \cdot \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right)$$

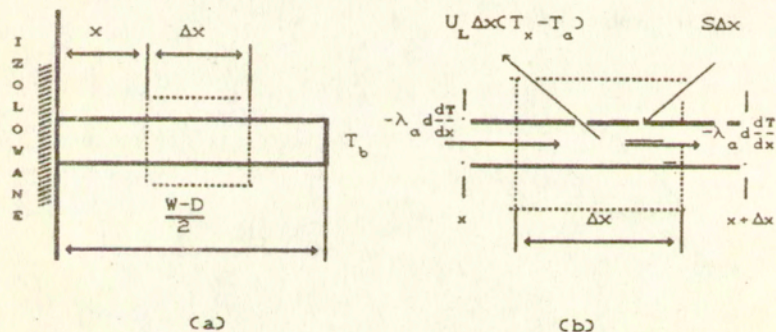
Do rozwiązania tego równania potrzebne są dodatkowo dwa warunki brzegowe. Pierwszy warunek uzyskujemy zakładając temperaturę ścianki:

$$(4.29) \quad T \Big|_{x = \frac{(W-D)}{2}} = T_b$$

gdzie:

W - odstęp między rurkami,

D - średnica zewnętrzna rurki.



Rys.4.5

Drugi warunek otrzymujemy korzystając z symetrii:

$$(4.30) \quad \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = 0$$

oznaczając:

$$(4.31) \quad m^2 = \frac{U_L}{\lambda_a \cdot d}$$

$$(4.32) \quad \varphi = T - T_a - \frac{S}{U_L} .$$

Otrzymujemy równanie :

$$(4.33) \quad \frac{d^2 \varphi}{dx^2} - m^2 \cdot \varphi = 0 ,$$

z warunkami brzegowymi:

$$(4.34) \quad \varphi \Big|_{x = \frac{(W-D)}{2}} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L} ,$$

$$(4.35) \quad \frac{d\varphi}{dx} \Big|_{x=0} = 0 .$$

Rozwiązaniem tego równania jest :

$$(4.36) \quad \varphi = C_1 \cdot \sinh (m \cdot x) + C_2 \cdot \cosh (m \cdot x) ,$$

uwzględniając warunki brzegowe otrzymujemy :

$$(4.37) \quad \frac{T - T_a - \frac{S}{U_L}}{T_b - T_a - \frac{S}{U_L}} = \frac{\cosh (m x)}{\cosh \left(\frac{m(W-D)}{2} \right)} .$$

Energia słoneczna dociera do rurek dwiema drogami. Część promieniowania pada bezpośrednio na rurki, które są częścią absorbera. Pozostała część promieniowania pada na płytę absorbera pomiędzy rurkami. Energia tego promieniowania dociera do rurek na drodze przewodzenia ciepła w płycie absorbera.

Energię przewodzoną do rurki na jednostkę długości możemy wyliczyć korzystając z prawa Fourier'a :

$$(4.38) \quad q = -\lambda_a \cdot d \cdot \frac{dT}{dx} \Big|_{x=\frac{(W-D)}{2}} =$$

$$= \frac{\lambda_a \cdot d \cdot m}{U_L} \cdot (S-U_L \cdot (T_b - T_a)) \cdot \tanh\left(\frac{m(W-D)}{2}\right) .$$

Zauważmy, że:

$$(4.39) \quad \frac{\lambda_a \cdot d \cdot m}{U_L} = \frac{1}{m} ,$$

oraz to, że energia wyliczona we wzorze (4.38) dopływa z jednej strony rurki. Z obu stron rurki dopływa więc:

$$(4.40) \quad q = (W-D) \cdot (S-U_L \cdot (T_b - T_a)) \frac{\tanh \frac{m(W-D)}{2}}{\frac{m(W-D)}{2}}$$

co możemy zapisać jako:

$$(4.41) \quad q = (W-D) \cdot F \cdot (S-U_L \cdot (T_b - T_a)) ,$$

gdzie:

$$(4.42) \quad F = \frac{\tanh \frac{m(W-D)}{2}}{\frac{m(W-D)}{2}} ,$$

jest tzw. sprawnością żebra.

Energia promieniowania padającego bezpośrednio na rurkę wynosi (na jednostkę długości):

$$(4.43) \quad q_2 = D \cdot (S-U_L \cdot (T_b - T_a)) .$$

Tak więc całkowita energia doprowadzona do rurki wynosi :

$$(4.44) \quad q_u = ((W-D) \cdot F + D) \cdot (S - U_L \cdot (T_b - T_a))$$

Energia ta jest odbierana przez wodę przepływającą w rurce. Tak więc z drugiej strony:

$$(4.45) \quad q_u = \frac{T_b - T_f}{R_f},$$

gdzie opór cieplny R_f określony jest zależnością:

$$(4.46) \quad R_f = \frac{1}{\alpha_f \Pi \cdot D_i},$$

w której oznaczono przez:

α_f - współczynnik przejmowania ciepła,

D_i - średnicę wewnętrzną rurki.

Współczynnik przejmowania ciepła w rurekach α_f możemy wyliczyć ze wzoru opisującego wymianę ciepła w rurekach przy przepływie: laminarnym ($Re < 2000$) [10]:

$$(4.47) \quad Nu_f = .15 \cdot Re_f^{.33} \cdot Pr_f^{.43} \cdot Gr_f^{.1} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{.25} \cdot \epsilon_1,$$

przejściowym ($2000 < Re < 10000$):

$$(4.47a) \quad Nu_f = K_o \cdot Pr_f^{.43} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{.25},$$

(gdzie K_o określone w pracy [10])

lub burzliwym ($Re > 10000$):

$$(4.47b) \quad Nu_f = .021 \cdot Re_f^{.8} \cdot Pr_f^{.43} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{.25} \cdot \epsilon_1,$$

gdzie: ϵ_1 oznacza współczynnik korekcyjny [10], wskaźnik f odnosi się do średniej temperatury cieczy, zaś wskaźnik w do średniej temperatury ścianki.

Współczynnik poprawkowy dla rur krótkich przyjęto jako równy jedności.

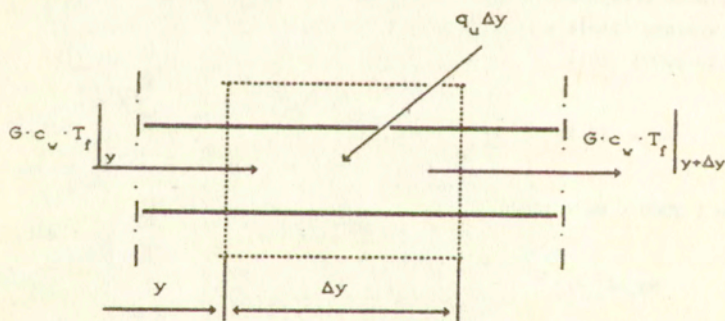
Równania (4.44-4.46) możemy rozwiązać względem q_u rugując z nich R_f i T_b .
Otrzymujemy wówczas:

$$(4.48) \quad q_u = W \cdot F' \cdot (S - U_u \cdot (T_f - T_a)) ,$$

gdzie:

$$(4.49) \quad F' = \frac{\frac{1}{U_1}}{\frac{1}{U_1 \cdot (D + (W-D) \cdot F)} + \frac{1}{D_1 \cdot \pi \cdot \alpha_f}}$$

Interpretacja fizyczna parametru F' jest prosta. Jeżeli zauważymy, że w równaniu (4.49) mianownik jest oporem przewodzenia ciepła od wody w rurkach do otoczenia, zaś licznik oporem przewodzenia ciepła od płyty absorbera do otoczenia to F' jest stosunkiem tych dwóch oporów.



Rys. 4.6

Obecnie zajmujemy się rozkładem temperatury w kierunku przepływu wody. Woda wpływa do kolektora mając temperaturę $T_{f,1}$, odbiera ciepło od płyty absorbera i opuszcza kolektor mając temperaturę $T_{f,0}$. Dla elementu pokazanego na rys.4.6 możemy napisać bilans:

$$(4.50) \quad G \cdot c_w \cdot T_{f,y} - G \cdot c_w \cdot T_{f,y+\Delta y} + y \cdot q_u = 0,$$

gdzie:

G - masowe natężenie przepływu czynnika w kolektorze,

c_w - ciepło właściwe wody,

q_u - strumień energii doprowadzonej na jednostkę długości rurki.

Dzieląc równanie (4.50) przez Δy i podstawiając q_u z (4.48) otrzymujemy równanie:

$$(4.51) \quad G \cdot c_w \cdot \frac{dT_f}{dy} - W \cdot F' \cdot (S - U_L \cdot (T_f - T_a)) = 0,$$

z warunkiem początkowym:

$$(4.52) \quad T_f = T_{f,i} \quad \text{dla } y = 0.$$

Rozwiązaniem tego równania jest:

$$(4.53) \quad \frac{T_f - T_a - \frac{S}{U_L}}{T_{f,i} - T_a - \frac{S}{U_L}} = e^{-\left(\frac{U_L \cdot W \cdot F' \cdot y}{G \cdot c_w}\right)},$$

podstawiając $y = L$ otrzymujemy:

$$(4.54) \quad \frac{T_{f,o} - T_a - \frac{S}{U_L}}{T_{f,i} - T_a - \frac{S}{U_L}} = e^{-\left(\frac{U_L \cdot W \cdot F' \cdot L}{G \cdot c_w}\right)},$$

skąd możemy wyznaczyć temperaturę wylotową z kolektora.

Określimy teraz współczynnik odprowadzenia ciepła F_R jako stosunek energii doprowadzonej do wody przepływającej przez kolektor do energii, która byłaby doprowadzona do tej wody gdyby płyta absorbera miała w całości temperaturę wylotową wody.

$$(4.55) \quad F_R = \frac{G \cdot c_w \cdot (T_{f,o} - T_{f,i})}{(S - U_L \cdot (T_{f,i} - T_a))}.$$

Po przekształceniach równanie (4.55) możemy zapisać jako:

$$(4.56) \quad F_R = \frac{G \cdot c_w}{U_L} \cdot \left[1 - \frac{\frac{S}{U_L} - (T_{f,o} - T_{f,i})}{\frac{S}{U_L} - (T_{f,i} - T_a)} \right]$$

Podstawiając (4.54) do (4.56) otrzymujemy:

$$(4.57) \quad F_R = \frac{G \cdot c_w}{U_L} \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{U_L \cdot F'}{G \cdot c_w} \right)} \right)$$

Tak określone F_R wykorzystamy do obliczenia użytecznej energii odprowadzonej z kolektora.

$$(4.58) \quad Q_u = A_c \cdot F_R \cdot (S - U_L \cdot (T_{f,i} - T_a))$$

gdzie A_c jest powierzchnią absorbera. Średnią temperaturę wody możemy wyliczyć całkując temperaturę wody w granicach od 0 do L:

$$(4.59) \quad T_{f,m} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f \cdot dy$$

Całkując (4.59) i korzystając z równań (4.57) i (4.58) otrzymujemy:

$$(2.60) \quad T_{f,m} = T_{f,i} + \frac{\frac{Q_u}{A_c}}{U_L \cdot F_R} \cdot \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right)$$

Średnia temperatura płyty absorbera będzie zawsze większa od średniej temperatury wody $T_{f,m}$. Możemy napisać, że :

$$(4.61) \quad T_{p,m} = T_{f,m} + Q_u \cdot R_{p-f}$$

gdzie R_{p-f} jest oporem przepływu ciepła pomiędzy płytą absorbera a wodą. R_{p-f} możemy wyliczyć ze wzoru:

$$(4.62) \quad R_{p-r} = \frac{1}{\alpha_f \cdot \prod_i D_i \cdot n \cdot L}$$

Współczynnik przejmowania ciepła α_f możemy wyliczyć ze wzoru (4.47).

Dokonując obliczeń przedstawionych w niniejszym rozdziale możemy wyznaczyć poszukiwaną średnią temperaturę płyty absorbera.

Mając poprawnie wyliczoną temperaturę płyty absorbera można w oparciu o przedstawiony powyżej schemat określić ciepło użyteczne uzyskiwane z kolektora (4.58) oraz temperaturę wylotową cieczy:

$$(4.63) \quad T_{f,o} = T_{f,i} + \frac{Q_u}{c_w \cdot G_h \cdot A_c}$$

W równaniu (4.63) mnożymy wydatek G_h przez A_c ponieważ, podobnie jak straty wydatek również odnosimy do jednostki powierzchni absorbera.

Schemat obliczeń cieplnych kolektora

Obecnie mając wyznaczone wszystkie elementy bilansu cieplnego możemy przystąpić do wyznaczenia ciepła użytecznego kolektora.

Najpierw wyliczamy sprawność optyczną kolektora $(\tau\alpha)_0$ i dla danej ilości energii, która dociera do kolektora ze słońca, ze wzoru (4.10) ilość energii pochłoniętej przez absorber.

Następnie przystępujemy do obliczeń współczynnika strat całkowitych U_L . W tym celu zakładamy temperaturę płyty absorbera T_p oraz temperaturę szyby T_c . Ważne jest, aby założona temperatura szyby była niższa od temperatury absorbera. Gdy warunek ten nie jest spełniony liczba Grashofa uzyskuje wartość ujemną i podniesienie jej do ułamkowej potęgi jest niewykonalne. Założywszy więc odpowiednio T_p i T_c wykonujemy proces iteracyjny opisany w punkcie: *wyznaczenie współczynnika strat ciepła*.

Po wyznaczeniu współczynnika strat całkowitych przystępujemy do obliczeń temperatury płyty T_p , której nie znamy i którą na razie założyliśmy. W tym celu wykonujemy obliczenia przedstawione w punkcie: *wyznaczenie temperatury absorbera*.

Zakładamy średnią temperaturę wody przepływającej przez kolektor $T_{f,m}$. Temperatura ta musi zawierać się pomiędzy temperaturą wlotową wody do kolektora T_f , a średnią temperaturą płyty absorbera T_p . Jako średnią temperaturę ścianek rurek przyjmujemy temperaturę płyty absorbera T_p . Nie jest to ścisłe, gdyż w rzeczywistości temperatura ta jest nieco niższa niż T_p , lecz wprowadze-

nie tego uproszczenia daje bardzo niewielki błąd. Mając średnią temperaturę wody $T_{f,m}$ i średnią temperaturę ścianek T_p możemy wyliczyć współczynnik ciepła w rurkach α_f . Następnie wyliczamy F, F', F_g, Q_u i średnią temperaturę wody w kolektorze $T_{f,m}$. Teraz możemy porównać wyliczoną wartość $T_{f,m}$ z wartością założoną. Jeżeli wartości te różnią się znacznie zakładamy, że średnia temperatura cieczy jest równa obliczonej, ponownie wyliczamy α_f i kontynuujemy proces iteracyjny.

Po wyznaczeniu $T_{f,m}$, określamy temperaturę płyty absorbera T_p . Obliczoną tak wartość T_p porównujemy z wartością założoną na początku. Jeżeli różnica temperatury wyliczonej i założonej jest duża powtarzamy obliczenia z nową wyliczoną temperaturą T_p .

Widzimy, że obliczenia cieplne kolektora wykonujemy metodą iteracji. Wewnątrz dużej pętli wyznaczającej T_p znajdują się dwie mniejsze wyznaczające T_c i α_f . Mając dane ciepło użyteczne kolektora Q_u możemy wyliczyć temperaturę wylotową wody z kolektora:

$$T_{f,o} = T_{f,i} + \frac{Q_u}{c_w \cdot G_h \cdot A_c} .$$

W ten sposób uzyskujemy podstawowe wyniki niezbędne do wykreślenia charakterystyk cieplnych kolektora płaskiego.

4.1.3. Wpływ parametrów konstrukcyjnych, parametrów pracy i warunków zewnętrznych na skuteczne działanie płaskiego kolektora słonecznego

Należy zwrócić uwagę na fakt, że osiąganie przez płaski kolektor słoneczny wysokich sprawności cieplnych związane jest z zapewnieniem mu optymalnych parametrów pracy, korzystnych rozwiązań konstrukcyjnych. Jakkolwiek nie mamy wpływu na warunki zewnętrzne (nasłonecznienie, temperatura otoczenia, prędkość wiatru), to jednak odpowiednie usytuowanie kolektora może zapewnić korzystny z punktu widzenia energetycznego ich wpływ.

Świadome oddziaływanie na pozostałe parametry może zdecydowanie podnieść efektywność tego urządzenia. Zaliczyć do nich można takie parametry konstrukcyjne jak:

a) parametry konstrukcyjne pokrycia:

- liczba szyb pokrywających kolektor,
- współczynnik osłabienia dla szkła,

- grubość szyby,
 - absorpcyjność i emisyjność pokrycia absorbera;
 - b) parametry konstrukcyjne obudowy kolektora:
 - szerokość szczeliny między szybą a absorberem,
 - grubość izolacji,
 - przewodność cieplna izolacji;
 - c) parametry konstrukcyjne absorbera:
 - geometria absorbera,
 - rozstaw pomiędzy kanałami w absorberze,
 - grubość ścianki kanału,
 - grubość płyty absorbera,
 - przewodność cieplna materiału absorbera
- oraz parametry pracy narzucone przez eksploatującego:
- masowe natężenie przepływu przez kolektor,
 - rodzaj czynnika roboczego,
 - kąt pochyleń kolektora,
 - usytuowanie w stosunku do stron świata,
 - oddziaływanie innych elementów przy pracy kolektora w instalacji.

Jak widać z przedstawionego powyżej zestawienia istnieje duża liczba czynników wpływających na skuteczną pracę kolektora.

Jako wskaźnik skuteczności pracy kolektora (z punktu widzenia korzyści energetycznych) przyjęto jego sprawność cieplną liczoną jako stosunek energii użytecznej odbieranej z kolektora do energii promieniowania słonecznego doprowadzonej do powierzchni absorbera. Ze względu na zmienność warunków otoczenia (nasłonecznienie, temperatura otoczenia) celowe jest wyznaczenie sprawności cieplnej w szerokim zakresie przewidywanych warunków pracy, w postaci charakterystyki cieplnej.

Aby charakterystyki mogły być porównywalne należy określić możliwie uniwersalną zależność na sprawność cieplną kolektora η . W tym celu zapisując odpowiednio równanie Hottela-Whilliera:

$$(4.64) \quad \eta = F_R \cdot (\tau\alpha)_e - F_R \cdot U_L \cdot \left(\frac{T_{f,i} - T_a}{HR} \right),$$

otrzymujemy zależność na sprawność cieplną kolektora w funkcji jego własności optycznych $(\tau\alpha)_e$, konstrukcyjnych (F_R, U_L) , parametrów pracy $(T_{f,i})$ i warunków zewnętrznych (HR, T_a) .

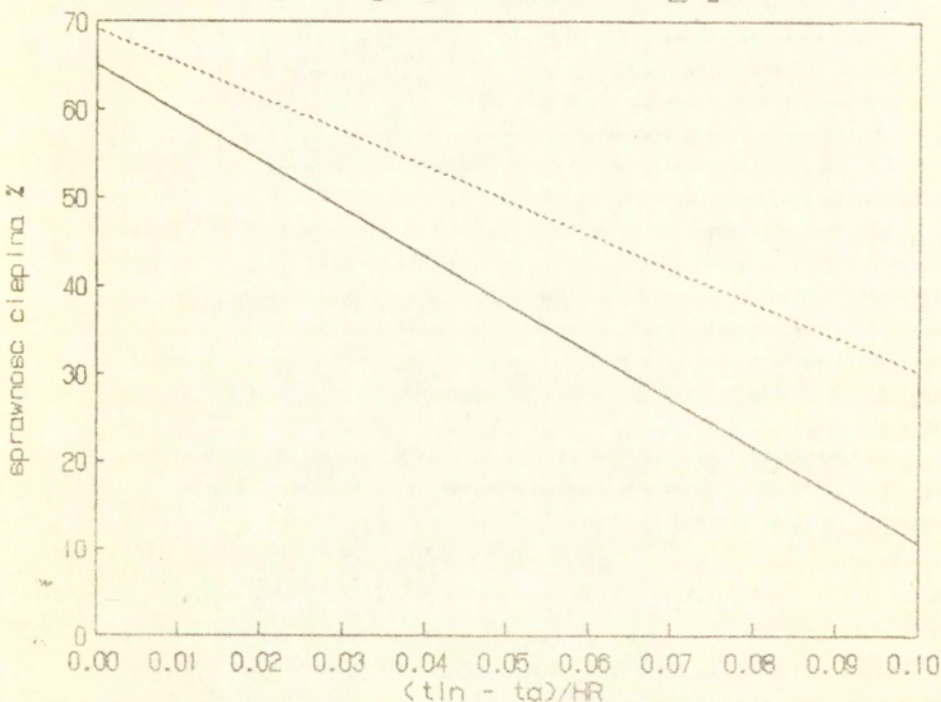
Z drugiej strony wiadomo z definicji podanej powyżej że:

$$(4.65) \quad \eta = \frac{G \cdot c_w \cdot (T_{f,o} - T_{f,i})}{A_c \cdot HR}$$

Znając w wyniku obliczeń, dla różnych parametrów pracy i warunków zewnętrznych, wielkość temperatury wylotowej czynnika $T_{f,o}$ można wyznaczyć sprawność cieplną kolektora η (4.65) i funkcję:

$$(4.66) \quad b = \frac{T_{f,i} - T_a}{HR}$$

Przykładowe charakterystyki kolektora słonecznego dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych



Rys. 4.7

Na tej podstawie korzystając z równania (4.64) można wykreślić charakterystykę sprawności cieplnej kolektora. Przykładowe charakterystyki płaskich kolektorów słonecznych pokazano na rysunku 4.7.

Przedstawiając sprawność kolektora w funkcji stosunku różnicy temperatury wlotowej płynu i otoczenia do natężenia promieniowania uzyskujemy na wykresie linie proste, których parametrami są tangens kąta nachylenia, odpowiadający iloczynowi $F_R U_L$ oraz punkt przecięcia z osią rzędną $F_R(\tau\alpha)_e$. W zależności od własności emisyjno-absorpcyjnych pokrycia i rozwiązań konstrukcyjnych kolektora krzywe sprawności będą przecinały osie rzędnych w różnych punktach i nachylenie będą pod różnymi kątami.

Oczywiście ocena kolektora słonecznego na podstawie tylko zmiany charakterystyki cieplnej obliczanej dla quasi-ustalonych stanów jest pewnym uproszczeniem. W celu pełniejszej oceny przydatności kolektora należałoby uwzględnić wspomniane już uwarunkowania dynamiczne pracy, analizę ekonomiczną, technologię wytwarzania i sposób eksploatacji. Częściową odpowiedź na postawione tutaj zagadnienia można uzyskać z badań eksperymentalnych. Jednak znajomość wpływu poszczególnych parametrów konstrukcyjnych na efektywność pracy kolektora pozwala uniknąć rozwiązań niekorzystnych z punktu widzenia efektów cieplnych, już w fazie projektowej.

4.2. Magazynowanie ciepła

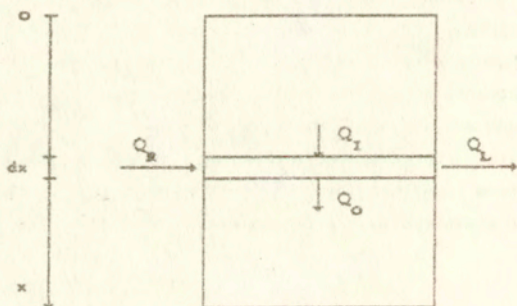
4.2.1. Magazynowanie w pojemności cieplnej czynnika

W instalacji przygotowania ciepłej wody użytkowej zasobnik c.w.u. spełnia podwójną rolę. Jest on magazynem ciepła uzyskiwanego od słońca (magazynowanie odbywa się w pojemności cieplnej cieczy wypełniającej zbiornik), a jednocześnie przeponowym (układ z rozdzielonymi obiegami) lub bezprzeponowym (układ z mieszaniami) wymiennikiem ciepła pomiędzy obiegami kolektorowym i odbioru c.w.u. W rozważanej tutaj instalacji obiegi wody kolektorowej i c.w.u. są od siebie oddzielone. Wymiana energii pomiędzy nimi zachodzi na drodze przenikania ciepła przez powierzchnię oddzielającą te obiegi. W ogólności powierzchnia ta może mieć skomplikowany kształt. Powierzchnią tą może być ścianka rurki spiralnej, powierzchnia boczna płaszcza wymiennika itp. W dalszej części tego rozdziału rozważono wymianę ciepła na powierzchni spiralnej rurki zanurzonej w zbiorniku, traktując zbiornik i spiralę jako jednowymiarowe ośrodki ciągłe. Rozważania te można uogólnić na przypadek płaszcza wodnego, a nawet na inne bardziej skomplikowane przypadki, w których powierzchnia wymiany ciepła na

jednostkę wysokości zbiornika nie jest stała, lecz jest określona daną funkcją tej wysokości.

Opis modelu teoretycznego zbiornika magazynującego bez uwzględnienia przestrzeni swobodnej

Jak zaznaczono na wstępie w modelu tym potraktowano zbiornik i spiralę jako jednowymiarowe ośrodki ciągle wymieniające ze sobą energię na drodze przenikania ciepła poprzez ściankę, której powierzchnia na jednostkę długości zależy od geometrycznych wymiarów spirali i zbiornika.



Rys.4.8.

Dla elementu zbiornika pokazanego na rys.4.8 zmiana energii wewnętrznej zawartej w nim wody jest równa różnicy energii wpływającej i wypływającej z niego na skutek przewodzenia ciepła, powiększonej o ilość energii przejętej przez ten element od spirali. Ilość energii doprowadzonej do elementu zbiornika należy pomniejszyć jeszcze o wielkość strat ciepła do otoczenia.

Możemy więc napisać następujące równanie bilansowe:

$$(4.67) \quad \Delta E = \Delta Q_x + Q_R - Q_L,$$

ΔQ_x jest równe różnicy ciepła wpływającego i wypływającego z elementu zbiornika w jednostce czasu:

$$(4.68) \quad \Delta Q_x = Q_I - Q_O.$$

gdzie:

$$(4.69) \quad Q_1 = q \int_x \frac{\pi d_z^2}{4} dt, \quad \text{*****}$$

$$(4.70) \quad Q_0 = q \int_{x+dx} \frac{\pi d_z^2}{4} dt.$$

Korzystając z rozwinięcia w szereg Taylor'a oraz z prawa Fourier'a po zróżniczkowaniu otrzymujemy:

$$(4.71) \quad \Delta Q_x = \lambda_y \frac{\pi d_z^2}{2} \frac{\partial^2 T_z}{\partial x^2} dx_z dt.$$

Energię doprowadzoną do zbiornika ze spirali wyliczamy ze wzoru:

$$(4.72) \quad Q_R = \alpha_R F_Z (T_R - T_Z) dx_z dt.$$

Straty ciepła do otoczenia wynoszą:

$$(4.73) \quad Q_L = \alpha_L \pi d_z (T_Z - T_A) dx_z dt.$$

Podstawiając wyżej określone wyrażenia do (4.67) otrzymujemy po elementarnych przekształceniach:

$$(4.74) \quad \frac{\partial T_z}{\partial t} + v_z \frac{\partial T_z}{\partial x_z} = a_w \frac{\partial^2 T_z}{\partial x_z^2} + \frac{4\alpha_R F_Z (T_R - T_Z)}{\pi d_z^2 c_w \rho_w} - \frac{4\alpha_L (T_Z - T_A)}{d_z c_w \rho_w}.$$

W przypadku wody wymiana ciepła na drodze konwekcji jest wielokrotnie większa niż na drodze przewodzenia. Woda jest bowiem bardzo dobrym izolatorem. W/g Gogóła [10] dyfuzyjność cieplna wody (dla 30°C) wynosi $a = 14,9 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$, zaś np. dla dobrego izolatora jakim jest wata mineralna $a = 27,78 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$.

Biorąc to pod uwagę można pominąć wyraz opisujący we wzorze (4.74) przewodzenie. Równanie to przybiera wówczas postać:

$$(4.75) \quad \frac{\partial T_z}{\partial t} + v_z \frac{\partial T_z}{\partial x_z} = \frac{4\alpha_R F_Z (T_R - T_Z)}{\pi d_z^2 c_w \rho_w} - \frac{4\alpha_L (T_Z - T_A)}{d_z c_w \rho_w}.$$

Zbiornik jest izolowany cieplnie, zaś zimna woda wpływa do niego od dołu. Możemy więc napisać następujący warunek brzegowy:

$$(4.76) \quad T_z = T_{1KZ} \quad \text{dla } x_z = H_z .$$

Zauważmy, że dla elementu spirali możemy napisać bilans analogiczny do (4.67). Jedyna różnica polega na tym, że nie występują tu straty ciepła do otoczenia, ponieważ spirala jest całkowicie zanurzona w zbiorniku i tylko z nim wymienia ciepło. Przeprowadzając rozumowanie analogiczne do opisanego wyżej otrzymujemy dla spirali równanie:

$$(4.77) \quad \frac{\partial T_R}{\partial t} + v_R \frac{\partial T_R}{\partial x_R} = \frac{4\alpha_R F_R (T_z - T_R)}{\pi d_R^2 c_w \rho_w} ,$$

z warunkiem brzegowym:

$$(4.72) \quad T_R = T_{1NR} \quad \text{dla } x_R = 0 .$$

W przypadku płaszcza wodnego obowiązują również równania (4.75) i (4.77). Jedyną różnicą (oczywiście poza α_R , które musi być wyliczone z innego równania kryterialnego ze względu na odmienny charakter przepływu) jest to, że w tym przypadku inaczej musi być wyliczana powierzchnia wymiany ciepła.

4.2.2. Magazynowanie energii z wykorzystaniem ciepła przemian fazowych.

Magazynowanie energii jest ważnym elementem systemu energetycznego, umożliwiającym bardziej racjonalne gospodarowanie istniejącymi zasobami energetycznymi. Od szeregu lat magazynowanie energii wykorzystywane jest zarówno w skali przemysłowej (np. elektrownie szczytowo-pompowe) jak i w mniejszych instalacjach (akumulatory, ogniwa paliwowe, koła zamachowe, pasywne instalacje słoneczne).

Ze względu na ograniczone zasoby paliw organicznych w ostatnich latach nastąpił wzrost zainteresowania niekonwencjonalnymi źródłami energii (słońce, wiatr, przypływy, fale morski). Ponieważ źródła te mają charakter okresowy, jak również mogą mieć znaczenie przede wszystkim lokalne, ich wykorzystanie musi się wiązać z koniecznością magazynowania części energii. Stąd też wynika zwiększenie zakresu badań nad problemami dotyczącymi różnych sposobów magazynowania energii, co znajduje szerokie odbicie w literaturze.

Dokładne omówienie zagadnienia magazynowania energii zawarte jest w pracy

[8]. W niniejszym opracowaniu ograniczono się jedynie do krótkiego omówienia podstawowych sposobów magazynowania ciepła, tzn. tych sposobów, które mogą być wykorzystane w instalacjach słonecznych.

Do podstawowych sposobów magazynowania energii cieplnej należy zaliczyć:

- magazynowanie z wykorzystaniem ciepła właściwego,
- + magazynowanie z wykorzystaniem ciepła przemian fazowych,
- magazynowanie z wykorzystaniem odwracalnych reakcji chemicznych oraz produkcję paliw (np. elektroliza wody).

Magazynowanie ciepła przy wykorzystaniu ciepła właściwego

Przy tym sposobie energia magazynowana jest przez podwyższenie temperatury czynnika zawartego w zbiorniku magazynującym. Ilość energii zmagazynowanej jest proporcjonalna do przyrostu temperatury. Jako materiały magazynujące mogą być stosowane zarówno ciecze jak i ciała stałe.

Najczęściej stosowane ciecze to: woda, glikole, stopione woski, oleje, oraz specjalne czynniki chłodzące (Dowtherm, Caloria, Hitec). Przy zastosowaniu cieczy jako czynnika magazynującego może on być jednocześnie nośnikiem energii między zbiornikiem a źródłem ciepła.

Z ciał stałych jako materiałów magazynujących należy wymienić: skały w złożach naturalnych, piasek, bloki betonowe (np. fundamenty), ściany z cegły, bloki żeliwne jak również specjalnie spreparowane kulki kwarcowe, szklane lub z materiałów żaroodpornych. Magazynowanie ciepła w złożach naturalnych ma szczególne znaczenia przy magazynowaniu długoterminowym.

Zasadniczą wadą tego sposobu magazynowania jest fakt, że wzrost ilości energii zmagazynowanej związany jest z praktycznie liniowym wzrostem temperatury złoża. Powoduje to zwiększenie strat ciepła do otoczenia, a w przypadku stałości temperatury po stronie źródła, prowadzi do zmniejszenia intensywności wymiany ciepła i wydłużenia czasu ładowania układu. W układach, w których czynnikiem magazynującym jest ciecz występuje także zjawisko stratyfikacji, w wyniku którego zmniejsza się realna pojemność ciepła zbiornika.

Magazynowanie ciepła przy wykorzystaniu ciepła przemian fazowych

Ten sposób magazynowania wydaje się być najbardziej obiecującym. W czasie procesu przemiany fazowej mogą być pochłonięte lub wydzielone znaczne ilości ciepła, praktycznie przy niewielkich zmianach temperatury złoża. Przy doborze odpowiedniego czynnika magazynującego pozwala to na optymalne wykorzystanie energii ze źródła (np. kolektorów słonecznych).

Przy tym sposobie magazynowania poza przemianami związanymi ze zmianą fa-

zy stałej na ciekłą (topnienie), rozważane są także parowanie oraz odwracalne przemiany polimorficzne.

Jak wynika z literatury do tej pory przebadanych zostało kilkaset różnych materiałów pod kątem możliwości ich zastosowania do magazynowania w przemianach fazowych. Chociaż wiele z tych materiałów nie spełnia warunku stabilności właściwości cieplnych w kolejnych cyklach pracy magazynu, to tak duży wybór pozwala na realizację magazynu ciepła dla dowolnych warunków narzuconych przez źródło energii i odbiorcę - chodzi o zakres temperatury pracy magazynu.

Do materiałów, jakie są przewidywane do wykorzystania w magazynach energii cieplnej należy zaliczyć: metale (np. Al, Na), stopy dwu- i wieloskładnikowe, stopione sole, eutektyki soli, hydraty, mieszniny w fazie stałej, woski, parafiny a także specjalnie spreparowane substancje organiczne, których przykładem może być polietylen o dużej gęstości (HPDE) pozostający w postaci pigułek także w fazie ciekłej.

Zaletami układów wykorzystujących do magazynowania energii ciepło przemian fazowych jest ich duża pojemność cieplna odniesiona do jednostki masy, niemal stała temperatura w jakiej następuje oddawanie i pobieranie ciepła a także możliwość doboru temperatury przemiany do warunków pracy źródła. Utajone ciepło przemian fazowych dla różnych materiałów zawiera się w przedziale od ok. 100 kJ/kg (dla przemian polimorficznych) aż do ok. 2500 kJ/kg (ciepło parowania).

Magazynowanie energii przy wykorzystaniu przemian chemicznych

W czasie endotermicznej reakcji chemicznej dostarczana energia cieplna ulega konwersji na energię chemiczną i jest w tej formie magazynowana. W reakcjach odwracalnych ciepło odzyskiwane jest w reakcji egzotermicznej. Ponieważ zmiany entalpii w czasie reakcji chemicznych są zwykle dużo większe od zmian entalpii w procesach przemian fazowych, gęstości energii magazynowanej są o wiele większe dla systemów chemicznych niż dla systemów z przemianą fazową, i mogą osiągać wartości rzędu $2 \cdot 10^9 \text{ J/m}^3$.

Do zalet tego sposobu magazynowania należy zaliczyć także:

- możliwość schłodzenia produktów reakcji endotermicznej (o ile reakcja przebiega w podwyższonych temperaturach) i magazynowanie w temperaturze otoczenia, co zapobiega stratom ciepła,
- możliwe jest transportowanie produktów reakcji (np. rurociągami) na znaczne odległości i odzyskiwanie ciepła tam, gdzie jest ono niezbędne.

Ten sposób magazynowania energii obejmuje także procesy uwalniania wody z hydratów i zeolitów, reakcje rozpadu pod wpływem promieniowania słonecznego.

4.2.3. Koncepcja magazynu energii cieplnej z wykorzystaniem ciepła przemiany fazowej i ciepła właściwego.

W obecnie projektowanych instalacjach przygotowania c.w.u. do magazynowania ciepła uzyskanego z kolektorów słonecznych wykorzystuje się ciepło właściwe wody. W takich instalacjach magazynem ciepła jest zbiornik o dużej objętości (do 60 litrów na 1 m² powierzchni kolektorów) z wymiennikiem ciepła (w postaci spiralnej wężownicy lub płaszcza), którego przepona rozdziela obieg wody z kolektora słonecznego od obiegu ciepłej wody użytkowej. W górnej części takiego zbiornika (powyżej wymiennika) znajduje się strefa, w której gromadzi się woda o najwyższej temperaturze. Z tego obszaru zbiornika pobierana jest woda do celów użytkowych [15].

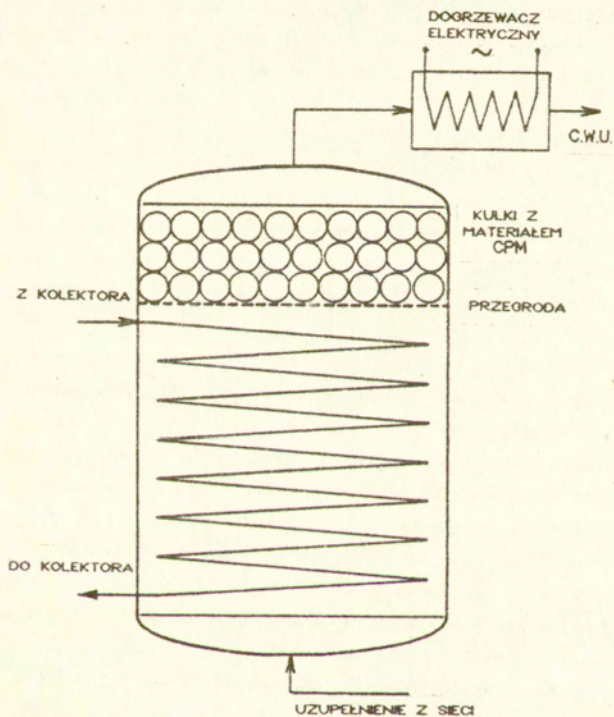
Na podstawie analizy różnych sposobów magazynowania ciepła można stwierdzić, że najlepsze efekty uzyskuje się przy wykorzystaniu do magazynowania procesów przemian fazowych. W związku z tym zaproponowano modyfikację zbiornika magazynującego poprzez umieszczenie w nim elementów z takim materiałem magazynującym ciepło, w którym występuje przemiana fazowa (w zakresie temperatury pracy instalacji).

Schemat ideowy takiego zmodyfikowanego zbiornika magazynującego przedstawiono na rys. 4.9. Górna część zbiornika wypełniona jest elementami z materiałem magazynującym ulegającym przemianie fazowej - w tym przypadku proponuje się cienkościenne kulki z polietylenu o średnicy ok. 30 mm wypełnione materiałem CPM i szczelnie zamknięte. Biorąc pod uwagę fakt, że materiały stosowane w niskotemperaturowym magazynowaniu ciepła (np. woski) są lżejsze od wody kulki takie wypełnią górną część zbiornika pod wpływem sił wyporu - przedstawiona na rysunku przegroda nie spełnia roli konstrukcji nośnej, zabezpiecza jedynie przed opadaniem kulek na dno zbiornika i ewentualnym zaklinowaniem się w uzwojeniach wężownicy w czasie spuszczenia wody ze zbiornika.

Do zalet takiej konstrukcji zbiornika magazynującego należy zaliczyć:

- zwiększenie pojemności cieplnej układu,
- polepszenie parametrów wody dostarczanej dla użytkownika (w stosunku do rozwiązania tradycyjnego temperatura wody odprowadzanej ze zbiornika przez dłuższy czas będzie utrzymywała się na wysokim poziomie - ciepło zmagazynowane w materiale CPM będzie oddawane w wąskim zakresie temperatury, tzn. w zakresie przemiany fazowej materiału).

Przedstawiona koncepcja magazynu ciepła wymaga przeprowadzenia dokładnych badań, które pozwolą określić jego przydatność w praktycznych zastosowaniach. Przeprowadzone badania wstępne potwierdzają sygnalizowane korzyści wynikające z zastosowania tego rozwiązania. Z badań kulki z polietylenu wypełnionej ste-



Rys.4.9

aryną umieszczoną w pojemniku z wodą widać efekt stabilizacji temperatury na wysokim poziomie, wynikający z faktu, że duża część energii jest magazynowana w postaci ciepła przemiany fazowej.

4.3. Słoneczne instalacje przygotowania ciepłej wody użytkowej

4.3.1. Termosyfonowe instalacje przygotowania ciepłej wody użytkowej

Spośród licznych możliwych obecnie do zastosowania sposobów wykorzystania energii słonecznej największą popularność w świecie zyskały sobie termosyfonowe instalacje do przygotowania ciepłej wody użytkowej na potrzeby domowe lub gospodarcze. Termosyfonowy podgrzewacz wody działa samoczynnie i nie wymaga w zasadzie żadnej obsługi manualnej poza okresową konserwacją. Warunkiem jednak efektywnego działania tego urządzenia jest jego prawidłowa konstrukcja, oparta na teoretycznych podstawach działania instalacji. Znanych jest szereg różnych rozwiązań konstrukcyjnych instalacji termosyfonowych, z których najważniejsze zostaną omówione w niniejszym opracowaniu.

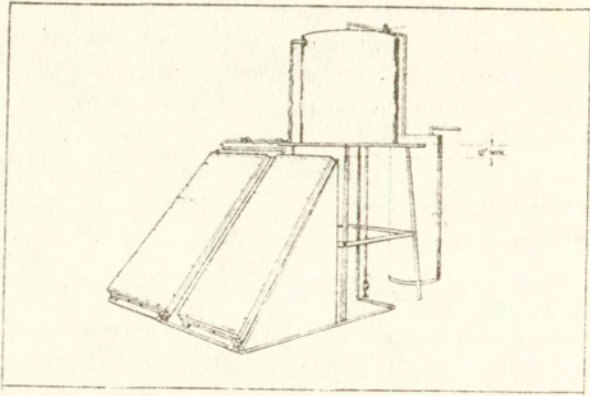
Klasyczne instalacje termosyfonowe

Klasyczna, najczęściej spotykana instalacja termosyfonowa zbudowana jest z kolektora energii promieniowania słonecznego i zbiornika magazynującego umieszczonego powyżej górnej krawędzi kolektora (rys.4.10). Całość połączona jest odpowiednim systemem rurociągów zapewniających cyrkulację wody w pętli kolektor - zbiornik magazynujący, możliwość poboru wody ciepłej i jej uzupełniania z sieci wodociągowej.

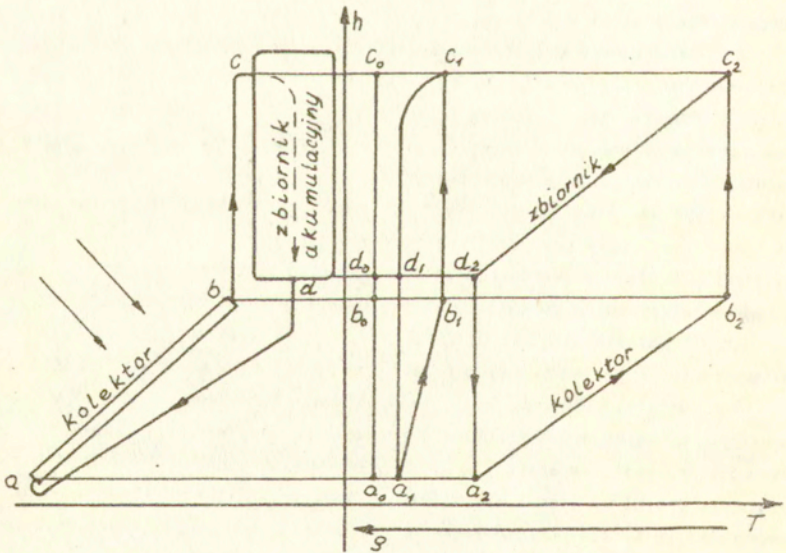
Woda podgrzana w przestrzeni kolektorowej zmniejsza swoją gęstość i powstająca w tym procesie siła wyporu wymusza cyrkulację w pętli kolektor - zbiornik akumulacyjny. Przebieg zmian parametrów czynnika w obiegu termosyfonowym przedstawiono graficznie na rys.4.11 w stosowanym zazwyczaj dla układów termosyfonowych układzie współrzędnych: położenie (wysokość) w funkcji temperatury czynnika, albo inaczej - w funkcji gęstości odwrotnie proporcjonalnej do temperatury, przy przyjęciu następujących założeń:

- a. straty ciepła w przewodach doprowadzających i odprowadzających czynnik z kolektora są pomijalnie małe (temperatura wody w tych przewodach nie zmienia się), czyli: $T_b = T_c$; $T_d = T_a$;
- b. przyrosty temperatury wody w kolektorze są umiarkowane.

Ten ostatni warunek dla układu termosyfonowego oznacza, że opory przepływu czynnika przez kolektor i przewody są niewielkie. Przy takiej konstrukcji przyrost temperatury wody w kolektorze, tzn. $T_b - T_a$ dla w pełni rozwiniętego przepływu jest w przybliżeniu stały przez większą część dnia i nie przekracza 10 K, zaś rozkład temperatury czynnika wzdłuż kolektora jest praktycznie liniowy [16].



Rys.4.10. Termosyfonowa instalacja przygotowania c.w.u.



Rys. 4.11. Przebiegi zmian temperatury w pętli obiegu wody instalacji termosyfonowej

Na rys.4.11 pokazano trzy teoretyczne przebiegi temperatury w różnych fazach pracy podgrzewacza. W chwili bezpośrednio przed uruchomieniem temperatura we wszystkich elementach instalacji jest jednakowa, czemu odpowiada linia pionowa $a_0 b_0 c_0 d_0$. W miarę dopływu energii słonecznej do kolektora czynnik w kolektorze nagrzewa się i jego temperatura na wyjściu z kolektora (punkt b_1) jest wyższa niż na wejściu a_1 . W efekcie w pętli kolektora powstaje różnica temperatury wody (a tym samym gęstości) wzdłuż wysokości instalacji. Pole zamknięte obiegami $a_1 b_1 c_1 d_1$ jest sumaryczną siłą wyporu wymuszającą obieg wody w pętli kolektor - zbiornik akumulacyjny. Stan ten odpowiada pierwszemu okresowi pracy podgrzewacza bezpośrednio po wschodzie słońca, gdy rozpoczyna się cyrkulacja wody w instalacji. I wreszcie trzeci schemat $a_2 b_2 c_2 d_2$ ilustruje pracę instalacji w stanie quasi - ustalonym dla w pełni rozwiniętego przepływu wody i ukształtowanego profilu temperatury w zbiorniku magazynującym.

Jak można łatwo zauważyć z rys.4.11, średnia temperatura wody w zbiorniku magazynującym jest wówczas równa średniej temperaturze wody w kolektorze:

$$(4.79) \quad \frac{T_{a2} + T_{b2}}{2} = \frac{T_{d2} + T_{c2}}{2}.$$

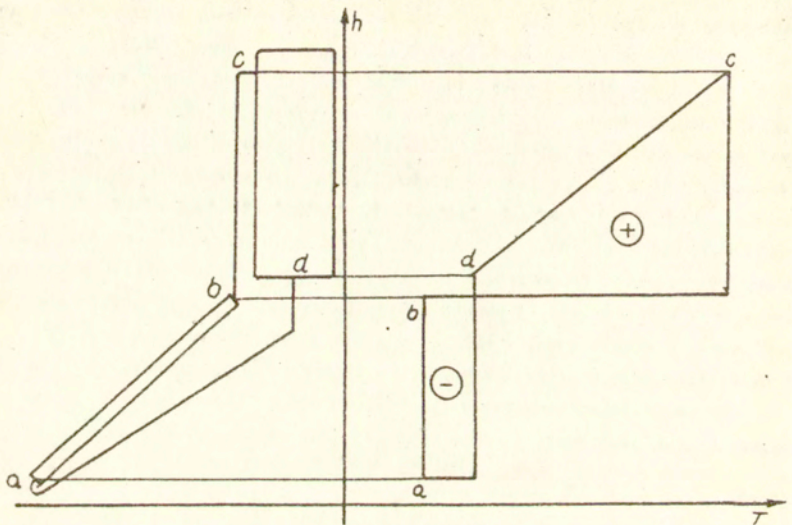
Stan taki utrzymuje się przez około 80% czasu efektywnej pracy instalacji w warunkach operacji słonecznej [24].

W miarę wzrostu średniej temperatury w instalacji, cały wykres przesuwają się w prawo wzdłuż osi T zachowując ten sam charakter. Jedyne w okresie bezpośrednio po rozpoczęciu przepływu wody i przed dojściem do chwili ustania cyrkulacji, opisany rozkład temperatury ulega zniekształceniu. W tym drugim przypadku w miarę wzrostu średniej temperatury wody w podgrzewaczu i równoczesnego zmniejszania się natężenia promieniowania słonecznego (godziny popołudniowe), zanika przerost temperatury wody w kolektorze. Wówczas punkt b_2 zbliża się do linii $a_2 d_2$ i ustaje cyrkulacja czynnika. Punkt ten jest równoczesny z momentem osiągnięcia sprawności chwilowej instalacji równej 0.

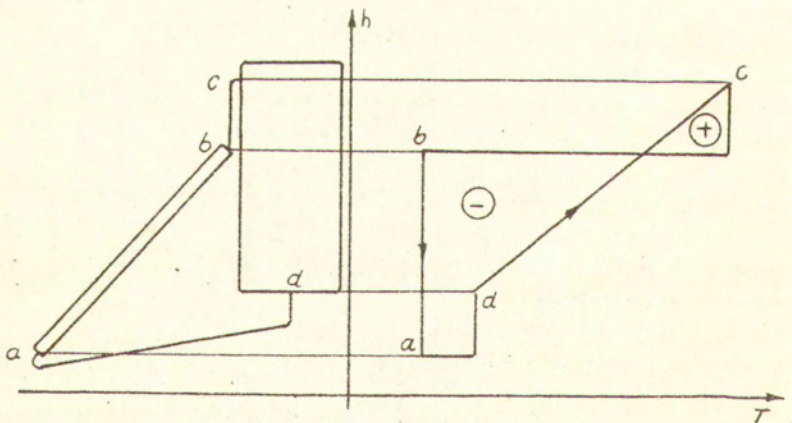
W zależności od warunków zewnętrznych, zwłaszcza w godzinach nocnych, temperatura wody w kolektorze może spaść znacznie poniżej temperatury wody w zbiorniku magazynującym. Skutki tego zjawiska różnią się w zasadniczy sposób dla dwóch możliwych konstrukcji instalacji:

- a. zbiornik magazynujący zlokalizowany jest powyżej górnej krawędzi kolektora (rys.4.12);
- b. wylot wody z kolektora znajduje się powyżej dolnej krawędzi zbiornika magazynującego (rys.4.13).

Jeżeli wylot z kolektora znajduje się powyżej wylotu ze zbiornika magazynującego (rys.4.13), wówczas spadek temperatury wody w kolektorze może

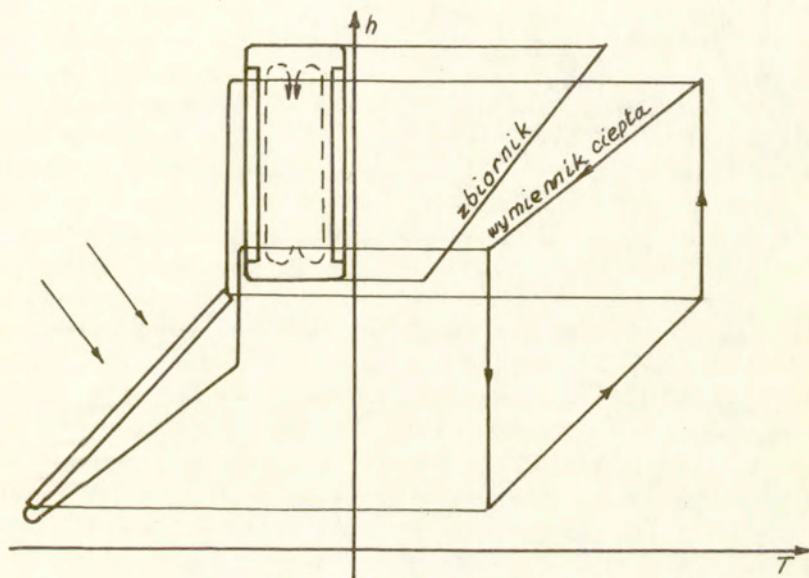


Rys. 4.12. Instalacja ze zbiornikiem magazynującym
powyżej górnej krawędzi kolektora



Rys. 4.13. Instalacja ze zbiornikiem
poniżej górnej krawędzi kolektora

pociągnąć za sobą utratę energii zmagazynowanej w zbiorniku. Powstaje ujemna siła wyporu (pole ujemne na rys.4.13), która może wymusić cyrkulację wody w obiegu, ale w odwrotnym kierunku. Kolektor będzie spełniał wówczas rolę chłodnicy oddającej do otoczenia energię z przepływającej przez niego wody.



Rys.4.14 Instalacja termosyfonowa z wyizolowanym obiegiem kolektora

W przypadku zbiornika magazynującego zlokalizowanego znacznie powyżej kolektora, wystąpienie cyrkulacji odwrotnej jest mało prawdopodobne. Powstaje co prawda pole ujemnej siły wyporu, jest ono jednak zazwyczaj za małe, aby pokonać działające w kierunku przeciwnym ciśnienie hydrostatyczne ciepłej wody w zbiorniku magazynującym (pole o znaku dodatnim na rys.4.12). Jak wykazała praktyka [1,16], aby uniknąć wystąpienia cyrkulacji odwrotnej, wystarczy zlokalizować zbiornik magazynujący 30 - 60 cm powyżej górnej krawędzi kolektora.

W niektórych wypadkach zachodzi konieczność wydzielenia w podgrzewaczu termosyfonowym odrębnego obiegu pierwotnego i przekazywania energii do zbiornika magazynującego za pośrednictwem wymiennika ciepła usytuowanego w zbiorniku (rys.4.14). Ma to miejsce wówczas, gdy w pętli kolektora trzeba zastosować mieszkankę niezamarzającą, lub gdy skład chemiczny podgrzewanej wody uniemożliwia jej bezpośredni przepływ przez kolektory (ryzyko osadzania się

kamienia kotłowego). Zasadniczo w instalacjach z cyrkulacją naturalną należy unikać odrębnego obiegu dla kolektora. Wymiennik ciepła stawia zawsze większe opory przepływu niż przepływ bezpośredni przez zbiornik akumulacyjny. W efekcie do zapewnienia niezbędnej cyrkulacji czynnika wymagane są wyższe przyrosty temperatury w kolektorze, co pociąga za sobą spadek jego sprawności. Dodatkowo, podgrzana woda w zbiorniku będzie miała niższą temperaturę wskutek konieczności istnienia niezbędnej różnicy temperatury pomiędzy obiegiem pierwotnym, a wnętrzem zbiornika. Ponadto w zbiorniku akumulacyjnym musi wystąpić cyrkulacja wody wzdłuż wymiennika ciepła, co praktycznie wyklucza możliwość uzyskania trwałej stratyfikacji termicznej, podnoszącej sprawność magazynowania. W przypadku konieczności wyizolowania obiegu pierwotnego, zaleca się stosować wymienniki płaszczowe na wewnętrznych ściankach zbiornika magazynującego. Taka konstrukcja zapewnia stosunkowo małe opory przepływu przy jednocześnie dużej powierzchni wymiany ciepła. Jednak i w tym przypadku dolna krawędź wymiennika ciepła powinna być zlokalizowana powyżej kolektora.

Wspomniane uprzednio założenie o równości średniej temperatury kolektora i zbiornika magazynującego może być wykorzystane do budowy prostego modelu matematycznego działania instalacji bardzo przydatnego w praktyce projektowej. Oznaczając przez T_m średnią chwilową temperaturę czynnika w podgrzewaczu, równanie opisujące przebieg zmian temperatury w ciągu dnia przyjmie postać [7]:

$$(4.80) \quad mc \frac{dT_m}{dt} + (U_a A_a + U_s A_s) \cdot (T_m - T_o) = (\tau\alpha) I A_n,$$

gdzie:

- mc - sumaryczna pojemność cieplna wody w podgrzewaczu i elementów konstrukcyjnych instalacji, J/K,
- τ - czas, s,
- U_a - współczynnik strat cieplnych kolektora, W/(m²K),
- U_s - współczynnik strat cieplnych zbiornika magazynującego, W/(m²K),
- A_a - powierzchnia absorbera, m²,
- A_s - powierzchnia zbiornika magazynującego, m²,
- T_o - chwilowa wartość temperatury otoczenia, K,
- ($\tau\alpha$) - współczynnik transmisyjno - absorpcyjny,
- I - chwilowa wartość gęstości strumienia promieniowania słonecznego docierającego do frontowej powierzchni kolektora, W/m².

Wstawiając odpowiednie funkcje na przebiegi zmian gęstości strumienia promieniowania słonecznego I oraz temperatury otoczenia T_o w ciągu dnia można powyższe równanie rozwiązać uzyskując w efekcie informację o przyroście temperatury wody oraz sprawności chwilowej instalacji:

$$(4.81) \quad \eta = \frac{c_w m_w \frac{dT_m}{dt}}{I A_a}$$

oraz średniej dziennej

$$(4.82) \quad \eta_{gr} = \frac{c_w m_w (T_{m2} - T_{m1})}{\int_1^2 I A_a dt}$$

gdzie:

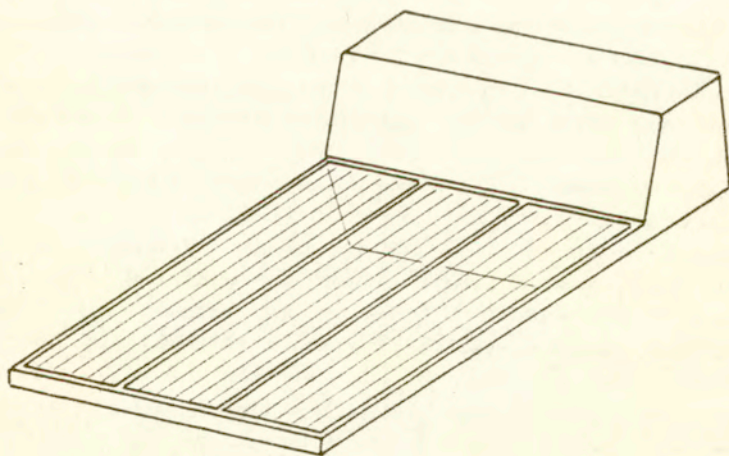
- m_w - masa wody w podgrzewaczu,
- c_w - ciepło właściwe wody,
- $1, 2$ - początek i koniec pracy podgrzewacza w ciągu dnia.

Podane powyżej równanie energii dla podgrzewacza termosyfonowego nie zawiera w sobie członu związanego z prędkością przepływającej przez kolektor wody. Wydatek masowy wody, zależny oczywiście od chwilowego rozkładu temperatury w kolektorze i zbiorniku magazynującym, ma pomijalnie mały wpływ na temperaturę średnią wody w instalacji i osiąganą średnią sprawność [11,19]. Decyduje on natomiast o stopniu stratyfikacji termicznej w zbiorniku i w pewnym, niewielkim stopniu na sprawności chwilowej instalacji [19]. O wyborze więc konstrukcji z małymi lub dużymi oporami przepływu powinny decydować potrzeby użytkownika. W przypadku, gdy pożądaną jest pobór niewielkich ilości ciepłej wody w czasie pracy instalacji, w godzinach przedpołudniowych lub południowych, wówczas instalacja z niewielkim przepływem wody przez kolektor jest zdolna tą wodę dostarczyć właśnie dzięki silnej stratyfikacji termicznej w zbiorniku. Przy planowanym zużyciu wody ciepłej jedynie w godzinach popołudniowych i wieczornych, względnie gdy chcemy jeszcze pozostawić w zbiorniku wodę na wczesne godziny poranne dnia następnego, układ z małymi oporami przepływu i mniejszym rozwarstwieniem termicznym w zbiorniku jest korzystniejszy.

Analizując powtórnie równanie bilansu energii dla podgrzewacza można dojść do wniosku, że najważniejszymi parametrami decydującymi o przyroście temperatury czynnika w instalacji są jego pojemność cieplna i jakość izolacji poszczególnych elementów oraz parametry radiacyjne absorbera (pomijamy oczywiście warunki zewnętrzne, na które nie mamy wpływu). Zwiększanie pojemności cieplnej całej instalacji powoduje wolniejsze narastanie temperatury czynnika, ale większe osiągane sprawności dzienne, wskutek mniejszych strat do otoczenia. Istnieje jednak graniczna pojemność cieplna instalacji, dla

której stosowanie podgrzewaczy termosyfonowych w danych warunkach klimatycznych ma sens. Dla Polski optymalna pojemność równoważna jest pojemności cieplnej około 70 kg wody na 1m^2 powierzchni kolektora, co odpowiada objętości zbiornika magazynującego rzędu 60 l/m^2 absorbera. Przy większej masie wody uzyskiwane temperatury w naszych warunkach nasłonecznienia są zbyt małe, aby można ją było efektywnie wykorzystywać do celów sanitarnych [18]. Dlatego też w konstrukcji instalacji termosyfonowych istotną sprawą jest udział pojemności cieplnej materiałów konstrukcyjnych w pojemności cieplnej całej instalacji. Korzystny jest oczywiście jak najmniejszy ten udział. Dlatego też zaleca się stosować na rurociągi rury cienkościenne, lub gdy jest to możliwe - tworzywa sztuczne. Ta sama uwaga dotyczy zbiornika magazynującego.

Prędkość przepływu wody w pętli kolektora jest wynikiem ustalania się chwilowej równowagi pomiędzy oporami przepływu, a siłą napędową tego procesu zależną od rozkładu gęstości wody wzdłuż wysokości instalacji (pole zamknięte na rys.4.11). Jak można wnioskować, w tym samym zakresie zmienności temperatury w kolektorze i zbiorniku magazynującym sumaryczna siła wyporu wywołująca ruch będzie tym większa, im wyżej nad kolektorem będzie położony zbiornik magazynujący i im tenże zbiornik będzie smuklejszy (duża wysokość w stosunku do średnicy). Z tego powodu, z punktu widzenia prawidłowości pracy instalacji termosyfonowej korzystniejsze jest pionowe, nie zaś poziome usytuowanie zbiornika akumulacyjnego. Nie zawsze jest to możliwe, choćby ze względów

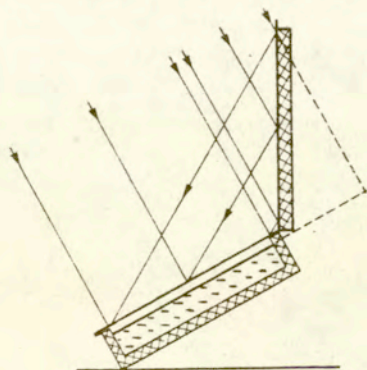


Rys.4.15 Instalacja termosyfonowa typu "compact"

architektonicznych. Wówczas można zastosować zbiornik leżący, ale zawsze usytuowany powyżej górnej krawędzi kolektora. Rys. 4.15 przedstawia popularną bardzo w krajach zachodnich konstrukcję instalacji termosyfonowej typu "compact", gdzie kolektor jest zintegrowany z leżącym zbiornikiem akumulacyjnym w jednej obudowie. W przypadku zbiornika poziomego wlot i wylot wody z kolektora należy umieścić po przeciwnych stronach zbiornika celem zapobieżenia mieszania się wody ciepłej z zimną. W razie niemożności zastosowania takiego rozwiązania konstrukcyjnego, zbiornik akumulacyjny należy przedzielić niepełną poziomą przegrodą wewnętrzną wytwarzającą sztuczną stratyfikację.

Instalacje typu kolektora magazynującego

Jak już wspomniano na wstępie, termosyfonowe instalacje c.w.u. działają samoczynnie i nie wymagają w zasadzie żadnej obsługi poza okresową konserwacją. Jednak klasyczne instalacje opisane w poprzednim rozdziale są stosunkowo kosztowne i wrażliwe na jakość wody w pętli kolektora (skład chemiczny, zanieczyszczenia typu stałego), jak również nie zawsze możliwe do zastosowania z uwagi na konieczność lokalizowania zbiornika magazynującego powyżej kolektorów. Wad powyższych pozbawione są układy typu kolektora magazynującego (rys.4.16). Główną ideą tej konstrukcji jest zespolenie absorbera kolektora bezpośrednio ze zbiornikiem magazynującym. W ten sposób akumulator energii staje się kolektorem sam w sobie. Odpada konieczność łączenia kolektora ze zbiornikiem systemem izolowanych rurociągów. Celem uniknięcia nadmiernych strat energii ze zbiornika w godzinach nocnych, całość powierzchni oszklonej



Rys.4.16 Zasada konstrukcji instalacji typu kolektora magazynującego

zamykana jest ruchomą pokrywą izolacyjną. Pokrywa ta od strony wewnętrznej może posiadać powierzchnię lustrzaną, która przy odpowiednim ustawieniu pokrywy zwiększa zyski energetyczne instalacji [4,18,20]. Istnieje szereg różnych rozwiązań konstrukcyjnych tego typu instalacji, różniących się kształtem i sposobem wykonania zbiornika magazynującego. W najprostszym wypadku mogą nim być pojemniki z nagumowanego płótna umieszczone w składanej obudowie izolacyjnej. To ostatnie rozwiązanie szczególnie chętnie stosowane jest w instalacjach przenośnych (campingi, obozy wojskowe itp.).

W porównaniu z tradycyjną instalacją termosyfonową przedstawiona konstrukcja posiada następujące zalety:

- znacznie niższy koszt budowy szacowany na około 20% kosztu instalacji klasycznej o tej samej pojemności zbiornika,
- wyższą chwilową sprawność kolekcjonowania energii słonecznej,
- małą wrażliwość na zanieczyszczenia wody; możliwe jest zresztą proste wykonanie dostępu do wnętrza zbiornika celem jego okresowego czyszczenia,
- zwarta i prosta budowa instalacji nie stwarza ograniczeń architektonicznych przy jej usytuowaniu oraz pozwala na wykonanie jej sposobem gospodarczym.

Wadą opisanego konstrukcji jest konieczność codziennej obsługi manualnej (zamykanie i otwieranie pokrywy) oraz niemożność stosowania w ciśnieniowym systemie wody zasilającej z uwagi na płaski zbiornik akumulacyjny.

Proces nagrzewania się wody w instalacji typu kolektora magazynującego można opisać tym samym równaniem (4.80) co dla instalacji klasycznej [20]. Przy założeniu rozkładu gęstości strumienia promieniowania słonecznego w ciągu dnia w postaci sinusoidy równanie (4.80) można rozwiązać analitycznie uzyskując zależności na przyrost temperatury wody w podgrzewaczu, sprawność chwilową i średnią dzienną [20]. Dla celów projektowych wystarczającymi informacjami są maksymalna możliwa do uzyskania w danych warunkach zewnętrznych temperatura wody w podgrzewaczu w zależności od jego parametrów konstrukcyjnych oraz sprawność dzienna, które można wyliczyć z zależności typu kryterialnego opracowanych na podstawie rozwiązania analitycznego [20]:

$$(4.83) \quad T_{\max} = 0,605 R_{b\max} (\tau\alpha)_{\max} A^{0,65} + 0,476 \bar{T}_1 A^{-0,91} - 0,223 z ,$$

$$(4.84) \quad \eta_s = 0,605 R_{b\max} (\tau\alpha)_{\max} A^{-0,35} + 0,476 \bar{T}_1 A^{-1,91} - \frac{\bar{T}_1 + 0,223 z}{A} ,$$

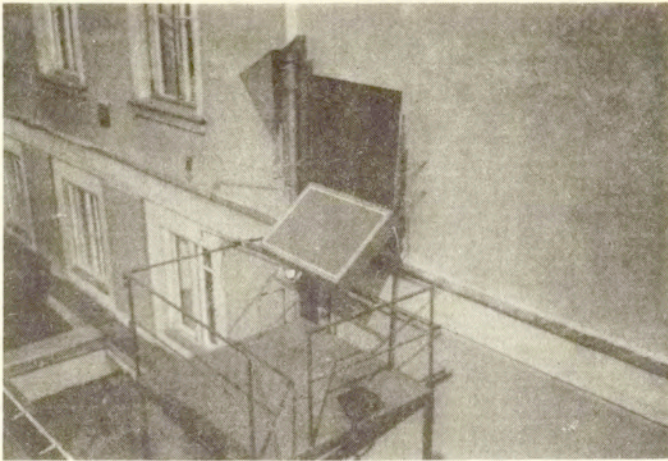
gdzie:

$$A = \frac{\Delta\tau}{mc} U_a ; \quad \bar{T} = \frac{T - T_1}{T_s - T_1} ; \quad T_s = T_a + \frac{\sum E}{\Delta\tau U_a} ;$$

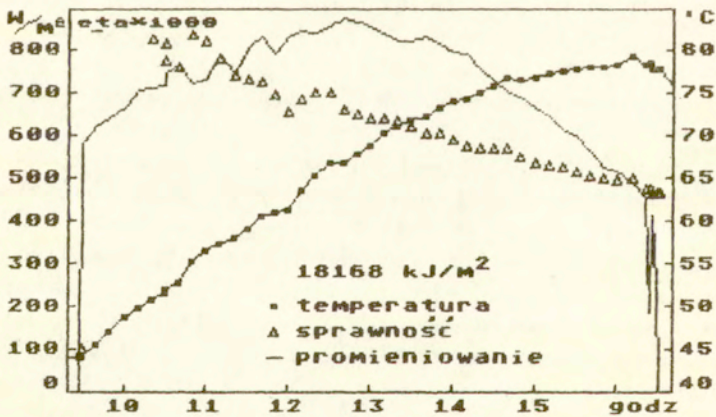
- A - parametr zależny od konstrukcji podgrzewacza (pojemność, materiały, straty ciepła),
- \bar{T} - temperatura bezwymiarowa,
- T_1 - temperatura początkowa wody w podgrzewaczu,
- $\sum E$ - suma dziennego nasłonecznienia na płaszczyznę poziomą, J/m^2
- Δt - długość dnia słonecznego pomniejszona o dwie godziny, s,
- z - parametr zależny od dnia roku zmieniający się od 0 w dniach równonocy do 0,35 w dniu najdłuższym roku [20],
- R_{bmax} - wartość współczynnika przeliczeniowego promieniowania z płaszczyzny poziomej na pochyloną (kolektora) w południe astronomiczne (patrz rozdział 4.1),
- $(\tau)_{max}$ - współczynnik transmisyjno-absorpcyjny w południe astronomiczne (patrz rozdział 4.1).

Przy zadanej konstrukcji podgrzewacza (pojemność, powierzchnia kolektora, jakość izolacji) powyższe zależności pozwalają na oszacowanie maksymalnej możliwej do uzyskania temperatury wody w podgrzewaczu i jego sprawności, zależnie od nasłonecznienia oraz temperatury otoczenia i temperatury początkowej wody. Zależności powyższe mogą być także z powodzeniem wykorzystywane do szacowania osiągnięć klasycznych instalacji termosyfonowych z małymi oporami przepływu.

Rys. 4.17 przedstawia eksperymentalny kolektor magazynujący wybudowany w Pracowni Energetyki Słonecznej ORT IPPT PAN w trakcie badań w warunkach naturalnych. Kolektor ten o pojemności zbiornika magazynującego 50 litrów ma powierzchnię absorbera równą $0,77 m^2$. Rys. 4.18 ilustruje przykładowe osiągi tej konstrukcji. Badania zostały wykonane w słoneczny dzień wrześniowy przy temperaturze otoczenia $17-18^\circ C$ i sumie nasłonecznienia dziennego równej $18168 kJ/m^2$ mierzonej w płaszczyźnie kolektora (łącznie z promieniowaniem odbitym od lustra). Pokrywa izolacyjna kolektora została podniesiona o godz. 9^{20} , przy czym temperatura początkowa wody w zbiorniku wynosiła $44^\circ C$ (pozostałość z poprzedniego dnia). Zamknięcie kolektora nastąpiło o godz. 16^{30} w momencie, gdy stojące w pobliżu drzewa zaczęły zacieniać kolektor. W tym czasie średnia temperatura wody w zbiorniku wzrosła do blisko $80^\circ C$, przy czym rozkład temperatury wzdłuż wysokości zbiornika wykazywał niezbyt silną stratyfikację termiczną w zakresie od $74^\circ C$ w dolnej partii zbiornika do $85^\circ C$ w jego górnej części. Omawiana konstrukcja charakteryzuje się wysoką sprawnością przekazywania energii słonecznej do wody w zbiorniku (całkowaną od momentu uruchomienia instalacji). W przedstawionym przykładzie sprawność dzienna (w momencie zamknięcia pokrywy) jest bliska 50%, podczas gdy klasyczna instalacja termosyfonowa w tym samym zakresie temperatury pracy osiąga sprawność rzędu 25 - 30%.



Rys. 4.17. Kolektor magazynujący wybudowany w Pracowni Energetyki Słonecznej ORT IPPT PAN w trakcie badań w warunkach naturalnych



Rys. 4.18. Przykładowe wyniki badań w warunkach naturalnych kolektora magazynującego wybudowanego w Pracowni Energetyki Słonecznej ORT IPPT PAN

4.3.2. Instalacje przygotowania ciepłej wody użytkowej z obiegiem wymuszonym

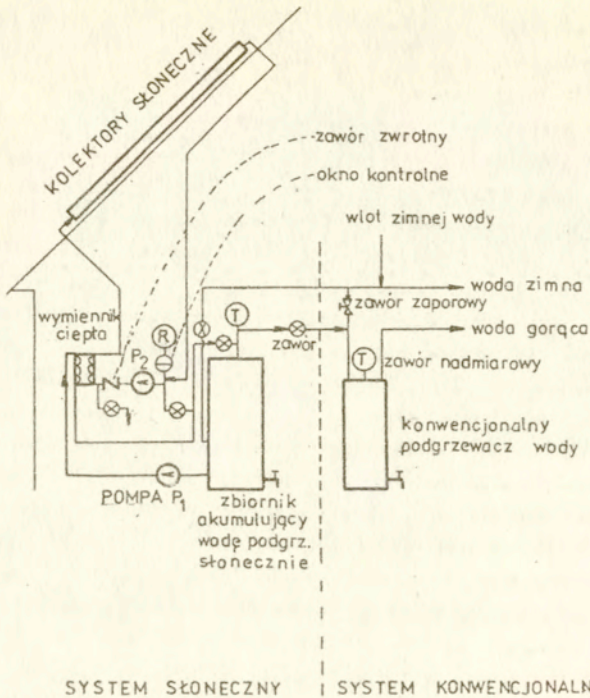
Różne systemy podgrzewania wody użytkowej są intensywnie na świecie rozwijane przez sześć ostatnich dziesięcioleci. Najprostszym i najstarszym typem słonecznego podgrzewacza wody jest otwarty, spłaszczony zbiornik na dachu z czarnym dnem. Aby go zabezpieczyć przed zanieczyszczeniem kurzem, często jest używane przezroczyste pokrycie. Pokrywa taka powoduje wzrost temperatury wody redukując jej parowanie i zmniejszenie strat ciepła przez konwekcję. Podgrzewacz tego typu jest oczywiście tani, ale ze względu na to, że musi być pionowy, jego efektywność spada przy małym kącie padania promieni słonecznych.

Około 60 lat temu wprowadzono inny typ podgrzewaczy, a mianowicie podgrzewacze termosyfonowe z konwekcją naturalną czynnika wskutek zmian gęstości spowodowanych absorpcją promieniowania słonecznego. Podgrzana słońcem woda dociera do izolowanego zbiornika, a zimniejsza woda ze zbiornika na skutek zaistnienia konwekcji naturalnej wpływa do dolnej części kolektora promieniowania słonecznego. Stąd dla tych podgrzewaczy wysokość zbiornika magazynującego ponad wylotem kolektora jest ważnym parametrem projektowym, a jednocześnie czynnikiem utrudniającym lub uniemożliwiającym zbudowanie tego typu instalacji. Ten typ podgrzewacza stał się bardzo popularny w Afryce, Azji, Australii i innych obszarach świata, gdzie temperatury zasadniczo nie spadają poniżej temperatury krzepnięcia wody w zimie. Termosyfonowe podgrzewacze nie są zasadniczo stosowane w klimacie doświadczającym zimowych temperatur wyraźnie poniżej 0 °C, gdyż powtarzające się zamarzanie i topnienie wody w rurach kolektora i instalacji może powodować ich pękanie. Niebezpieczeństwa tego można uniknąć w instalacjach z obiegiem wymuszonym.

Rysunek 4.19 przedstawia schemat funkcjonalny powszechnie stosowanego typu aktywnego systemu podgrzewania wody. Zastosowano tutaj pompę do cyrkulacji niezamarzającej cieczy przez kolektor i wymiennik ciepła. Woda cyркуluje w układzie wstępny zbiornik podgrzewający - wymiennik ciepła.

Ogrzana poprzez wykorzystanie energii promieniowania słonecznego woda ze wstępnego zbiornika podgrzewającego przepływa do zbiornika ciepłej wody, gdzie jest konwencjonalnie ogrzewana do wymaganej temperatury. Jeżeli temperatura wody ze wstępnego zbiornika przekroczy ustaloną, żadaną temperaturę wody gorącej, zewnętrzne źródło energii nie będzie użyte.

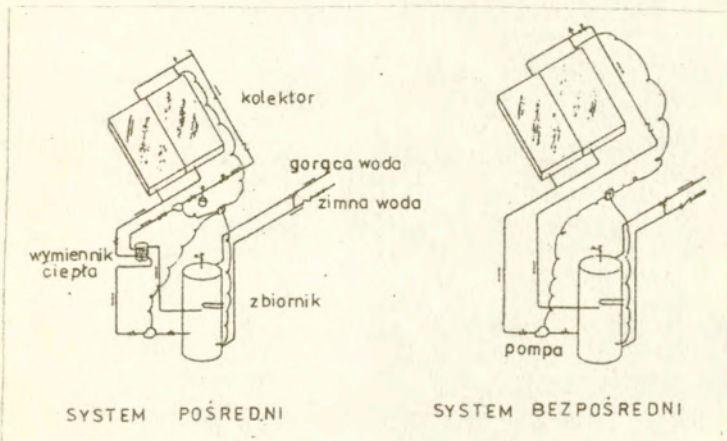
Ten typ systemu jest oczywiście bardziej kosztowny niż układ termosyfonowy. Jednak może on być zastosowany w dowolnym klimacie i nie wymaga oczywiście spełnienia warunku usytuowania zbiornika z gorącą wodą na poziomie wyższym niż kolektory. Główna pompa cyrkulacyjna jest sterowana przez konwencjonalny



Rys. 4.19 Schemat funkcjonalny powszechnie stosowanej instalacji z obiegiem wymuszonym.

różnicowy termostat mający jeden czujnik pomiarowy umieszczony na wyjściu z kolektora, a drugi na dole zbiornika magazynującego. W momencie gdy woda na wylocie z kolektora słonecznego jest cieplejsza od wody u dołu zbiornika, różnicowy termostat uruchamia pompy P_1 i P_2 . Pompa P_1 wymusza obieg wody z dna zbiornika przez wymiennik ciepła. Pompa P_2 powoduje przepływ cieczy niezamrażającej przez wymiennik i kolektory słoneczne. W przypadku gdy obieg kolektorowy jest obiegiem zamkniętym, wymagane jest zainstalowanie zbiornika kompensującego do łagodzenia zmian objętości wody. Okienko kontrolne w zbiorniku kompensacyjnym pozwala na określenie ilości wody pozostającej w obiegu kolektorowym. Jest to o tyle ważne, gdyż duży ubytek zmniejsza sprawność systemu. Zarówno w obiegu kolektorowym jak i obiegu wody użytkowej muszą być zainstalowane ciśnieniowe zawory nadmiarowe umożliwiające ucieczkę pary przy dużej temperaturze. Skok temperatury może być spowodowany przerwą w dostawie elektryczności przy dobrych warunkach nasłonecznienia.

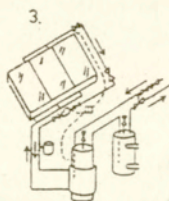
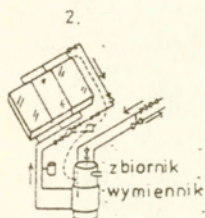
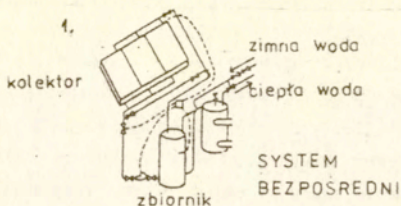
Aktywne systemy są klasyfikowane jako pośrednie i bezpośrednie. W bezpośrednich systemach woda użytkowa cyrkuluje bezpośrednio przez kolektory słoneczne, a potem przez zbiornik magazynujący (w systemach takich nie stosuje się wymiennika ciepła). Pośrednie systemy posiadają wymiennik ciepła pomiędzy obiegiem kolektorowym i obiegiem wody użytkowej, z niezamarzającym czynnikiem przepływającym przez kolektory. Używa się tutaj roztworów glikolów etylenowych, roztworów glikolów propylenowych, węglowodorów, olejów silikonowych lub powietrza jako wstępnego czynnika wymieniającego ciepło do cyrkulacji przez kolektory i wymiennik ciepła. Pośrednie systemy są przede wszystkim upowszechnione w klimacie, gdzie może wystąpić zamarzanie wody.



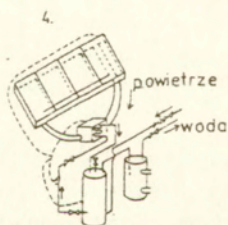
Rys. 4.20 System pośredni i bezpośredni przygotowania wody użytkowej

Rysunek 4.20 ilustruje schematycznie 2 typy stosowanych systemów (pośredni i bezpośredni) podgrzewania c.w.u. z obiegiem wymuszonym.

Spośród czterech systemów przedstawionych na rysunku 4.21 trzy pierwsze reprezentują główne układy stosowane w USA. Występują często dwa zbiorniki (w drugim ma miejsce podgrzewania wody do wymaganej temperatury przy użyciu źródła konwencjonalnego). W układach pośrednich zastosowano wymiennikowe zasobniki ciepłej wody użytkowej. Najczęściej wymiennik ciepła ma formę spiralnej wężownicy nawiniętej na obwodzie zbiornika akumulującego. W ostatnim systemie na tym rysunku wykorzystuje się powietrze jako czynnik pośredni. Niska sprawność powoduje, że jest on stosowany w przypadku gdy może być włączony w system ogrzewania powietrznego.

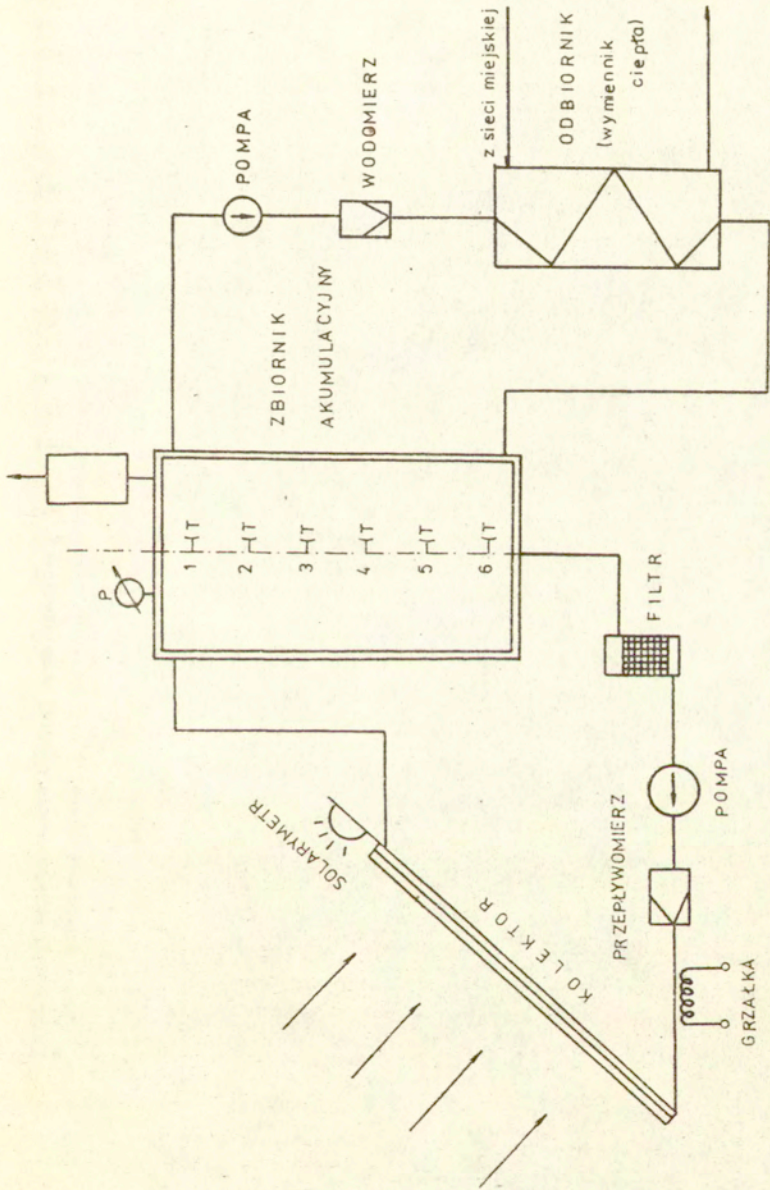


SYSTEMY POŚREDNIE

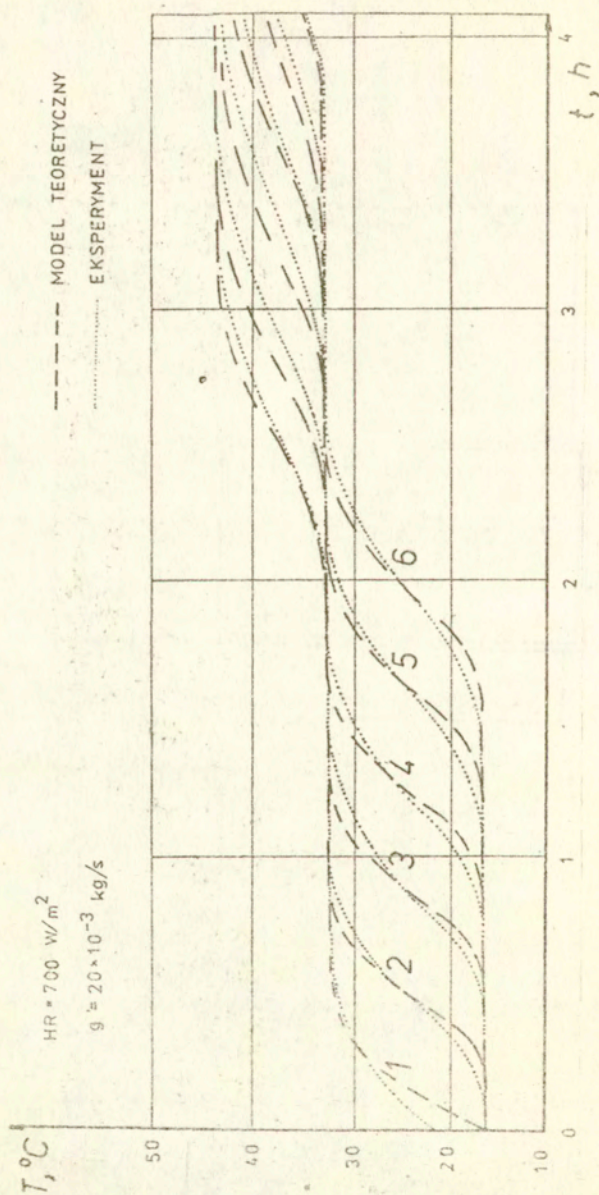


Rys. 4.21 Uprozczone schematy czterech powszechnie stosowanych systemów podgrzewania ciepłej wody użytkowej z wykorzystaniem energii promieniowania słonecznego.

Istotnym elementem instalacji podgrzewania wody użytkowej jest zbiornik magazynujący. Powinien on być izolowany, korzystne jest utrzymywanie w nim stratyfikacji termicznej wody. Przykładowy rozkład temperatury wody wzdłuż osi zbiornika magazynującego laboratoryjnej instalacji badawczej (o schemacie pokazanym na rys. 4.22) przedstawiono na rysunku 4.23. W tej instalacji podgrzewania wody użytkowej (zbudowanej i testowanej w Pracowni Energetyki Słonecznej ORT IPPT PAN) zbiornik spełnia podwójną rolę. Jest bezprzeponowym wymiennikiem ciepła pomiędzy obiegiem kolektora słonecznego i obiegiem ciepłej wody użytkowej, jak również magazynem energii cieplnej. Przeprowadzony eksperyment wery-



Rys. 4.22. Schemat instalacji laboratoryjnej przygotowania ciepłej wody użytkowej - system aktywny bezpośredni



Rys. 4.23. Zmiana temperatury cieczy w osi zbiornika magazynującego laboratoryjnej instalacji przygotowania ciepłej wody użytkowej

fikował model teoretyczny zbiornika umożliwiającą wszechstronną symulację pracy instalacji. W modelu teoretycznym zbiornik traktowano jako jednowymiarowy ośrodek ciągły i opisano równaniem różniczkowym uwzględniającym przewodzenie i konwekcję wymuszoną wody. W modelu tym woda powracająca z obiegu kolektorowego i z obiegu c.w.u. wpływa na odpowiadający swej temperaturze (gęstości) poziom. Do rozwiązania zagadnienia użyto metody różnic skończonych. Uzyskano zadawalającą zgodność rozkładu temperatury cieczy w obiekcie rzeczywistym z wyliczonym rozkładem modelu teoretycznego. Zweryfikowane modele teoretyczne zbiornika akumulującego energię jak i kolektora słonecznego umożliwiły zbudowanie programu numerycznego symulującego pracę całej instalacji podgrzewania wody użytkowej z wykorzystaniem energii promieniowania słonecznego.

Program symulacyjny (napisany w języku FORTRAN) składa się z głównego programu sterującego, procedur odpowiadających poszczególnym modułom instalacji c.w.u. oraz modułu określającego warunki zewnętrzne (natężenie promieniowania padające na powierzchnię kolektorów, temperatury otoczenia).

Dane wejściowe obejmują czynniki meteorologiczne, parametry konstrukcyjne instalacji i warunki jej pracy, a wielkości wyjściowe: wartości temperatur w charakterystycznych punktach, strumień energii przekazywanej pomiędzy poszczególnymi modułami oraz sprawności energetyczne.

Zdefiniowano sprawność "eta" jako stopień pokrycia zapotrzebowania na ciepło w c.w.u. przez instalację słoneczną:

$$\text{eta} = \frac{Q_s}{Q},$$

gdzie:

- Q_s - ciepło dostarczone do układu podgrzewania c.w.u. przez układ kolektorów słonecznych,
- Q - całkowite zapotrzebowanie na ciepło.

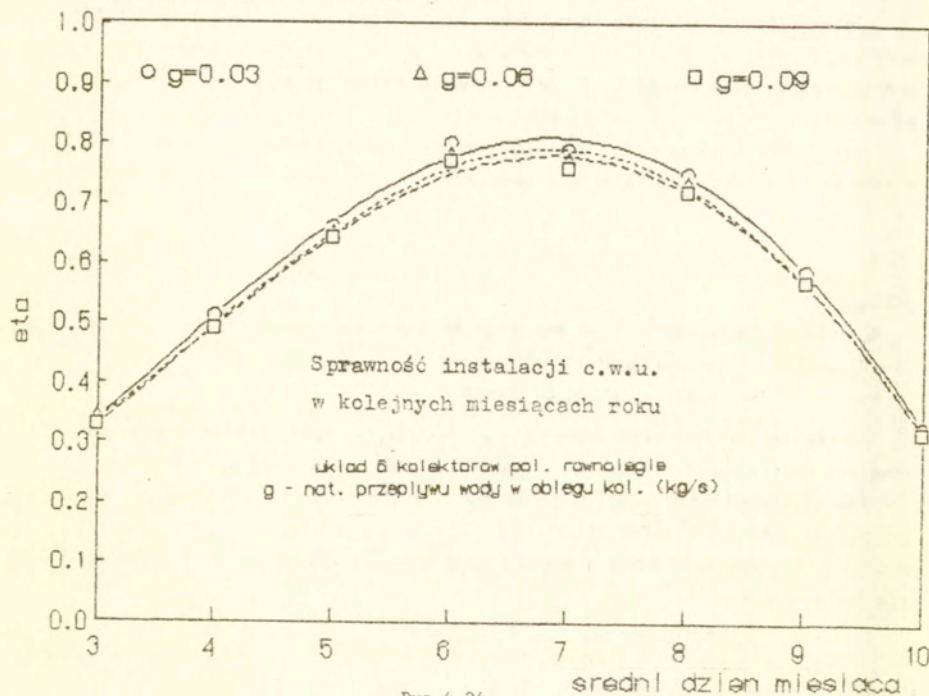
Sprawność ta jest miernikiem jakości instalacji, sprawdzianem doboru optymalnej konfiguracji między jej elementami i właściwych parametrów pracy.

Do symulacji numerycznej przyjęto model odbioru podany w opracowaniu Politechniki Lubelskiej (CPBP 02.21, temat Nr. 2.17, Listopad 1986). Zużycie c.w.u. w rodzinie 4 osobowej w średnim dniu tygodnia wynosi 200 l i rozkłada się następująco:

godzina:	7	-	45 l,
	12	-	17 l,
	17	-	14 l,
	21	-	124 l.

W celu określenia przebiegu zmienności podstawowych parametrów charakteryzujących pracę instalacji słonecznej przeprowadzono przykładową symulację numeryczną układu ogrzewania wody użytkowej w domku jednorodzinny umieszczone w regionie Wielkopolsko - Mazowieckim. Charakterystyczne parametry konstrukcyjne instalacji są następujące:

- kąt nachylenia kolektorów do poziomu $s=40^\circ$,
- całkowita powierzchnia kolektorów $A_c = 6 \cdot 1.25 = 7.25 \text{ m}^2$,
(założono zastosowanie badanych kolektorów prod. INSTAL),
- objętość zbiornika magazynującego 300 l,
- temperatura wody sieciowej 5°C ,
- żądana temperatura wody w odbiorze 55°C , (w przypadku gdy temperatura wody w zbiorniku magazynującym w strefie poboru osiągnie wartość większą niż 55°C to natężenie wody w pętli odbioru z magazynu zostaje zmniejszone tak, aby mieszanina wody pobranej i jej uzupełnienia do wymaganej ilości z sieci miejskiej posiadała żądaną temperaturę).



Rys. 4.24

Do analizy założono, że instalacja składać się będzie z 6 kolektorów słonecznych. Wpływ całkowitego natężenia przepływu czynnika w instalacji kolektorowej złożonej z sześciu równolegle połączonych jednostek na sprawność "eta" układu podgrzewania c.w.u. ilustruje rysunek 4.24. Zmniejszanie natężenia przepływu przez pojedynczy kolektor powoduje zwiększenie jego strat ciepła, a więc zmniejszenie sprawności. Równocześnie rośnie temperatura czynnika (i jego entalpia) co jest korzystne z punktu widzenia odbioru energii ze zbiornika o wyraźnej stratyfikacji termicznej cieczy. Natężenie przepływu wynosiło: 0.03, 0.06, 0.09 kg/s. Obliczenia przeprowadzono dla średnich dni miesiący od marca do października włącznie. Przez dzień średni rozumiany jest dzień o warunkach nasłonecznienia i temperaturze uśrednionych ze wszystkich dni danego miesiąca i w okresie kilkunastu lat. Sprawność "eta" rośnie w niewielkim stopniu w miarę zmniejszania się wielkości natężenia przepływu czynnika. Zbytne zmniejszanie tej wielkości jest technicznie trudne do przeprowadzenia, towarzyszy mu również zaobserwowany w instalacji eksperymentalnej wzrost stopnia zapowietrzenia instalacji. Zamieszczone wyniki są przykładową realizacją numerycznej symulacji pracy instalacji.

Analizowana instalacja c.w.u. z wykorzystaniem energii promieniowania słonecznego charakteryzuje się niewielką liczbą kolektorów słonecznych (sumaryczna powierzchnia 6.25 m^2), zaś uzyskiwany z obliczeń stopień pokrycia zapotrzebowania na c.w.u. jest zachęcający do jej zastosowania w polskich warunkach klimatycznych.

4.4. Słoneczne systemy ogrzewania pomieszczeń

4.4.1. Wprowadzenie

Energia słoneczna jest energią łatwo dostępną, ale występującą okresowo. Ilość tej energii docierającej do Ziemi zależy w znacznym stopniu od warunków meteorologicznych oraz pory roku. Szerokość geograficzna determinuje czas trwania nasłonecznienia w poszczególnych obszarach Ziemi. Słoneczne systemy grzewcze w krajach europejskich są z reguły stosowane w mniejszych obiektach budowlanych np. w domkach jednorodzinnych. Tam gdzie nasłonecznienie jest lepsze, słoneczne instalacje grzewcze znajdują też zastosowanie przy ogrzewaniu większych budynków mieszkalnych, biurowców, dużych ośrodków wypoczynkowych.

Przez słoneczny system ogrzewania rozumie się taką instalację, która zbiera, magazynuje i rozdziela ciepło słoneczne w sposób kontrolowany. Podstawowymi elementami takiej instalacji są:

- płaskie kolektory słoneczne,
- zbiornik lub system zbiorników magazynujących energię słoneczną,
- dodatkowy, konwencjonalny podgrzewacz,
- dość często, dodatkowe urządzenie wspomagające część słoneczną systemu np. pompa ciepła,
- układ pomp, filtrów i wymienników ciepła,
- automatyczny układ kontroli i sterowania pracą systemu.

Pokrycie całkowitego zapotrzebowania na energię w naszej strefie klimatycznej tylko przy pomocy energii słonecznej w długim okresie czasu jest niemożliwe, bez dodatkowych źródeł. System ogrzewania musi więc posiadać część konwencjonalną. Ekonomiczne zalety tej kombinacji uzyskuje się wtedy, gdy dzięki wykorzystaniu energii słonecznej oszczędza się na paliwie konwencjonalnym więcej niż wynoszą koszty wyposażenia części słonecznej systemu. Ogólnie przyjmuje się, że instalacje słoneczne opłaca się stosować, gdy energia słoneczna pokrywa ok. 30% wymagań grzewczych budynku. Dodatkowym konwencjonalnym źródłem ciepła może być: grzejnik elektryczny, piec gazowy lub olejowy, lub też kocioł węglowy.

Można dokonać kilku podziałów omawianych systemów:

- ze względu na rodzaj czynnika roboczego: cieczowe (wodne) i powietrzne,
- ze względu na funkcje, które mają spełniać: systemy do podgrzewania wody użytkowej, centralnego ogrzewania i klimatyzacji,
- ze względu na układ systemu: wspólny (dla wszystkich funkcji, które ma spełniać), rozdzielony (oddzielne układy dla poszczególnych funkcji systemu),
- ze względu na sposób wykorzystania energii słonecznej: bezpośrednie (bezpośrednie dostarczanie energii słonecznej do części odbiorczej), pośrednie (zastosowanie elementu pośredniego np. pompy ciepła - pomiędzy częścią słoneczną a odbiornikiem energii).

Słoneczne systemy grzewcze, których głównym celem jest ogrzewanie pomieszczeń są z reguły o wiele bardziej skomplikowane i wymagają większych nakładów inwestycyjnych niż prostsze systemy służące tylko do ogrzewania wody użytkowej, czy wody w basenach.

Wymagania grzewcze ogrzewanych pomieszczeń narzucają konieczność uzyskiwania względnie wysokiej temperatury czynnika roboczego w instalacji c.o., a więc i wysokiej temperatury magazynowania. Z drugiej strony wyższe sprawności kolektorów, można uzyskać przy niższej temperaturze magazynowania. W związku z tym powszechnie stosuje się ogrzewanie niskotemperaturowe o temperaturze czynnika grzejnego rzędu 50/40°C. Pociąga to za sobą odpowiednie zaprojektowanie grzejników c.o., co wiąże się przede wszystkim ze zwiększeniem ich powierz-

chni. Często stosuje się ogrzewanie podłogowe.

W systemach słonecznych do ogrzewania pomieszczeń czynnik roboczy przepływający przez kolektor nie miesza się z czynnikiem użytecznym, stosuje się bowiem odpowiednie wymienniki ciepła pomiędzy pętlami obiegowymi systemu. Obieg w układzie kolektora jest wymuszony działaniem pompy, wymagane jest automatyczne sterowanie pracą pompy, stosowanie urządzeń zabezpieczających system przed wzrostem ciśnienia i temperatury.

Jednocześnie należy zwrócić uwagę na fakt, iż budynki, w których przewiduje się wykorzystanie energii słonecznej do ogrzewania, powinny mieć przegrody zewnętrzne o zwiększonej izolacyjności cieplnej, o odpowiednio niskim współczynniku przenikaniu ciepła dla ścian i stropodachów, a także właściwie rozplanowane usytuowanie i rozmiary okien oraz optymalnie zaprojektowaną połącz dachową, na której będą umieszczone kolektory słoneczne.

4.4.2. Ogólna charakterystyka systemów cieczowych

W systemach cieczowych czynnikiem transportującym energię ciepłą jest woda lub mieszanka niezamarzająca (etylina - glikol - woda). Jako czynnika magazynującego energię używa się głównie wody. Systemy cieczowe są obecnie bardziej rozpowszechnione, niż systemy powietrzne. Jest to spowodowane przede wszystkim następującymi faktami:

- woda ma większą pojemność cieplną od innych praktycznie stosowanych czynników (współczynnik pojemności cieplnej wody wynosi $4,19 \text{ kJ}/(\text{kgK})$, a powietrza $1,012 \text{ kJ}/(\text{kgK})$,
- zbiorniki wodne magazynujące energię są mniejsze od odpowiadających im zbiorników z materiałem sypkim w systemach powietrznych,
- w kolektorach wodnych przejmowanie energii cieplnej od płyty absorbera jest bardziej intensywne niż w układach powietrznych, ze względu na wyższe wartości współczynnika przejmowania ciepła dla wody,
- w zbiornikach wodnych uzyskiwana jest wyższa temperatura magazynowania niż w powietrznych, co jest korzystne dla układu centralnego ogrzewania.

Wady systemu cieczowego, takie jak: zamarzanie, wrzenie, korozja są anulowane poprzez wspomniane już stosowanie mieszanek niezamarzających (tylko w pętli kolektora), filtrów cieczowych, domieszek antykorozyjnych, oraz układu zabezpieczeń (ciśnieniowych, temperaturowych) i kontroli. Jedyną praktycznie ujemną stroną tych systemów jest możliwość wycieku wody z obiegu, co może spowodować zniszczenie instalacji. Problem ten nie występuje w systemach powietrznych.

J.Duffie i A.Beckmann sformuowali ogólne zalecenia projektowe dotyczące

systemów cieczowych [6]. Są one następujące:

- przepływ czynnika w kolektorze 0,15 l/s na 1 m² powierzchni kolektora (etylina - glikol - woda),
- nachylenie kolektora - szerokość geograficzna $\pm 10^\circ$,
- zorientowanie kolektora - na południe,
- kolektor jako wymiennik ciepła $Fr'/Fr > 0,9$,
- pojemność zbiornika magazynującego 50-100 l/m² powierzchni kolektora.

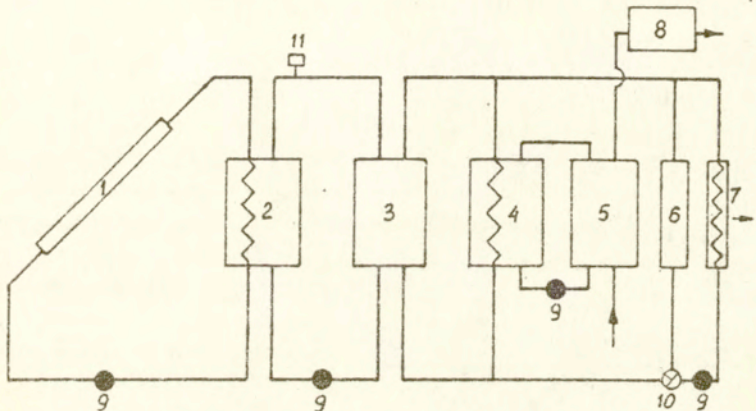
Parametry pracy i wymiary systemu są związane z powierzchnią kolektorów słonecznych. Oczywiście im większe jest pole powierzchni kolektorów, tym więcej energii słonecznej może być wykorzystane. Stosowanie dużych powierzchni kolektorów jest jednak ograniczone powierzchnią dachu i wielkością pomieszczenia, w którym instaluje się zbiornik magazynujący, a także efektywnością ekonomiczną całego systemu. Ze wzrostem powierzchni kolektorów, rosną wymiary poszczególnych elementów systemu, a więc i nakłady inwestycyjne, ale jednocześnie dzięki zwiększonemu udziałowi energii słonecznej przy pokrywaniu wymaganych obciążeń grzewczych maleją koszty eksploatacyjne. Każda instalacja słoneczna powinna być więc zoptymalizowana pod względem wydajności cieplnej i efektywności ekonomicznej.

4.4.3. Przykładowe rozwiązania cieczowych bezpośrednich systemów grzewczych

Słoneczne systemy grzewcze mogą służyć do ogrzewania pomieszczeń, klimatyzacji oraz do podgrzewania wody użytkowej. W większości krajów ogrzewanie pomieszczeń stanowi największą i to dość znaczną część zapotrzebowania na energię cieplną. Zużycie energii do celów domowych w krajach europejskich stanowi około 25% całkowitej ilości wytwarzanej energii. Około 85% z tych 25% jest wymagane do ogrzewania pomieszczeń, co stanowi z kolei około 20% całkowitej energii wytworzonej w danym kraju.

Na rys.4.25 przedstawiony jest schemat typowego cieczowego systemu słonecznego. Instalacja ta składa się z trzech podsystemów: pętli kolektora, obiegu wody użytkowej i układu centralnego ogrzewania. System podgrzewania wody użytkowej jest oddzielny i niezależny od układu c.o.

Płaskie kolektory słoneczne pochłaniają padające na nie promieniowanie słoneczne, czynnik przepływający w pętli kolektora podgrzewa się. Uzyskana w ten sposób energia cieplna jest przenoszona do zbiornika magazynującego, skąd jest wykorzystywana w miarę potrzeb. Wymiennik ciepła typu ciecz - ciecz jest używany pomiędzy kolektorem a zbiornikiem akumulacyjnym. W pętli kolektora znajduje się mieszanka nie zamarzająca. Jako czynnika magazynującego używa się wody.



Rys.4.25. Schemat typowego słonecznego systemu cieczowego do podgrzewania wody użytkowej i centralnego ogrzewania

Oznaczenia: 1 - kolektor słoneczny,

2 - wymiennik ciepła,

3 - główny zbiornik magazynujący,

4 - wymiennik ciepła,

5 - zbiornik wstępnego podgrzewania,

6 - pomocniczy podgrzewacz w systemie c.o.,

7 - grzejnik,

8 - zbiornik gorącej wody użytkowej z pomocniczym podgrzewaczem,

9 - pompy,

10 - zawór regulacyjny,

11 - zawór bezpieczeństwa.

Obieg centralnego ogrzewania jest obiegiem zamkniętym. Woda krąży pomiędzy głównym zbiornikiem magazynującym energię słoneczną a grzejnikami. Pomocniczy konwencjonalny podgrzewacz zostaje włączony, gdy energia w zbiorniku jest niewystarczająca do pokrycia całkowitego zapotrzebowania na centralne ogrzewanie.

Charakterystyczną cechą zbiornika magazynującego jest to, że energia cieplna może być jednocześnie dostarczana z pętli kolektora i odbierana przez układ centralnego ogrzewania, czy obieg wody użytkowej. Dodatkowy wymiennik typu ciecz-ciecz jest używany do przesyłania energii z głównego zbiornika magazynującego do systemu gorącej wody użytkowej. Jeśli temperatura wody jest zbyt niska w zbiorniku konwencjonalnego podgrzewania, włącza się w razie potrzeby konwencjonalny podgrzewacz, dostarczając odpowiednią ilość energii.

Pętla kolektora jest układem z przepływem wymuszonym. System kontroli sprowadza się do sterowania pracą pompy. Stosuje się różnicowy czujnik temperatury, który mierzy różnicę temperatury na wyjściu z kolektora i na inie zbiornika. Gdy energia słoneczna jest dostępna i wspomniana różnica temperatury jest większa od zera (z reguły rzędu kilku stopni) pompa pracuje, wymuszając przepływ w pętli kolektora. Przy pogarszającym się nasłonecznieniu, lub w ogóle przy jego braku różnica temperatury pomiędzy kolektorem a zbiornikiem spada tak znacznie, że pompa cyrkulacyjna zostaje wyłączona. Jednocześnie możliwe jest wyłączenie pompy, jeśli różnica temperatury zbliża się do dopuszczalnej, maksymalnej wartości (np. przy silnym nasłonecznieniu i braku odbioru energii cieplnej). Aby kolektor nie uległ zniszczeniu w trakcie dłuższego okresu postoju (możliwość znacznego wzrostu temperatury wody), w obiegu kolektora instaluje się ciśnieniowe naczynie wzbiorcze (lub naczynie wyrównawcze), zawór bezpieczeństwa i urządzenie odpowietrzające.

Najlepsze działanie systemu słonecznego można osiągnąć wtedy, gdy energia słoneczna z kolektorów jest wykorzystywana tak szybko, jak to tylko możliwe. Oprócz termostatu różnicowego do włączania i wyłączania pompy, instalacje słoneczne wyposażone są więc jeszcze w dodatkowe termostaty: na wylocie wody ze zbiornika magazynującego (do obiegu c.o.) i w ogrzewanych pomieszczeniach. Gdy temperatura wody na wylocie ze zbiornika jest odpowiednio wysoka, czynnik płynie bezpośrednio do grzejników c.o. W przypadku zbyt niskiej temperatury wody podgrzanej słonecznie, zawór trójdrogowy zamyka przepływ wody do grzejników, włącza się pomocniczy konwencjonalny podgrzewacz. Równolegle z czujnikiem temperaturowym wodnym działa termostat pokojowy. W pewnych, ustalonych z góry granicach wartości temperatury w pomieszczeniach, możliwe jest wykorzystywanie bezpośredniego ogrzewania słonecznego, przy spadku tej temperatury włącza się konwencjonalny system ogrzewania. Jednocześnie przy zbyt wysokiej temperaturze możliwe jest całkowite wyłączenie ogrzewania (zarówno słonecznego bezpośredniego, jak i konwencjonalnego). Mamy więc do czynienia z dwoma sposobami ogrzewania: słonecznym i tradycyjnym.

W systemie o wspólnym obiegu wody w układzie c.o. i wody użytkowej [23] z reguły zakłada się, że temperatura wody gorącej jest dość wysoka rzędu 90°C, a więc znacznie wyższa od wartości temperatury wody grzewczej w poprzednio omawianym systemie. Ogólna zasada działania instalacji tego typu polega na tym, że podgrzewanie wody odbywa się dwustopniowo. Wstępnie woda jest podgrzewana w zbiorniku, dzięki zakumulowaniu energii słonecznej, a następnie w wymienniku pojemnościowym (do wymaganej temperatury), skąd jest wykorzystywana w obiegu centralnego ogrzewania jak i do celów sanitarnych. Woda krążąca w układzie

c.o. wraca do zbiornika magazynującego. W zbiorniku tym następuje wymieszanie wody wracającej z obiegu z zimną wodą miejską. Podnosi to co prawda temperaturę wody miejskiej, ale rozwiązanie takie (otwarty system centralnego ogrzewania, wspólny obieg wody w c.o. i c.w.u.) jest niezbyt korzystne dla układu centralnego ogrzewania. Pojawia się możliwość tworzenia kamienia i korozja, a co najważniejsze wydajności cieplne obu systemów są wyższe, gdy każdy z nich pracuje oddzielnie. Dlatego też częściej zalecane są oddzielne systemy podgrzewania wody użytkowej i centralnego ogrzewania, z pomocniczymi źródłami konwencjonalnej energii.

Jedną z funkcji, którą może spełniać słoneczny system grzewczy jest klimatyzacja pomieszczeń. Instalacja słoneczna może być tak zaprojektowana, aby ten sam system, który w zimie służy do centralnego ogrzewania, w lecie był wykorzystywany do klimatyzacji. Czynnikiem roboczym może być zarówno powietrze jak i ciecz. Bardzo częstym rozwiązaniem jest zastosowanie obiegu chłodniczego współpracującego z systemem ogrzewania słonecznego [2]. Jednakże najbardziej rozpowszechnioną formą współpracy grzewczej instalacji słonecznej z innym wspomagającym urządzeniem jest wykorzystanie pompy ciepła.

4.4.4. Pośrednie systemy słoneczne z pompą ciepła

Na wstępie należy zaznaczyć, że rozważania na temat możliwości wykorzystania w Polsce energii słonecznej do celów grzewczych mogą dotyczyć raczej niewielkich obiektów.

Dla przeciętnych warunków klimatycznych panujących w naszym kraju, zapotrzebowanie na energię do ogrzewania typowego czteroosobowego domu jednorodzinного o kubaturze ok. 500 m³ wykonanego według obowiązujących w kraju standardów wynosi około 25000 kWh (w czasie sezonu grzewczego). Jednak ponad połowa tej wartości przypada na trzy miesiące zimowe (grudzień-luty), a przez pięć miesięcy od listopada do marca zużywane jest około 80% tej wartości. Wiadomo, że właśnie w tym okresie występuje najmniejsza liczba dni słonecznych i minimalne wartości samego promieniowania słonecznego.

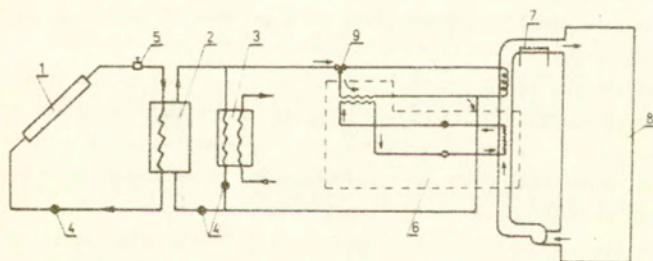
Uważa się, że instalacje słoneczne w warunkach polskich mogą jedynie spełniać zadania układów uzupełniających tradycyjne systemy grzewcze. A szanse praktycznego zastosowania mogą mieć te instalacje, w których zostanie podniesiona wydajność cieplna części niekonwencjonalnej systemu i sprawności odbioru energii słonecznej przy równoczesnym obniżeniu wymagań grzewczych (np. poprzez poprawę izolacyjności przegród budowlanych).

Przemiana energii słonecznej w niskotemperaturowe ciepło użyteczne wykorzystywana w słonecznych systemach grzewczych z pompami ciepła prowadzi do

wzrostu udziału energii słonecznej przy pokrywaniu obciążeń grzewczych, a więc do znacznej oszczędności w zużyciu paliw konwencjonalnych. Jednocześnie współpraca systemu słonecznego z pompą ciepła może spowodować zmniejszenie wielu wad, które ma każdy z tych systemów oddzielnie.

W okresie zimy, przy niewielkim nasłonecznieniu, co jest typowe dla warunków polskich, energia uzyskiwana w systemie słonecznym jest z reguły niewystarczająca do bezpośredniego zaspokojenia wymagań grzewczych (czynnik roboczy jest podgrzewany do zbyt niskiej temperatury). W tym przypadku energia słoneczna magazynowana w postaci użytecznej energii cieplnej w zbiorniku akumulacyjnym może być wykorzystywana jako źródło ciepła dla pompy ciepła.

Jak wspomniano, sprawność kolektora jest odwrotnie proporcjonalna do temperatury pracy czynnika roboczego, jednocześnie wymagania grzewcze narzucają konieczność uzyskiwania względnie wysokiej temperatury czynnika roboczego. Wprowadzenie pompy ciepła jako elementu pośredniego umożliwia działanie kolektora przy korzystniejszej temperaturze pod kątem jego wydajności, jak i uzyskiwanie odpowiednich wartości temperatury czynnika roboczego w układzie centralnego ogrzewania w samych pomieszczeniach.



Rys.4.26. Schemat typowego systemu ogrzewania słonecznego z pompą ciepła w układzie szeregowym

- Oznaczenia: 1 - kolektor słoneczny,
2 - wymiennik ciepła,
3 - zbiornik magazynujący,
4 - pompa cyrkulacyjna,
5 - zawór bezpieczeństwa,
6 - pompa ciepła,
7 - podgrzewacz pomocniczy,
8 - przestrzeń ogrzewana,
9 - zawór regulacyjny.

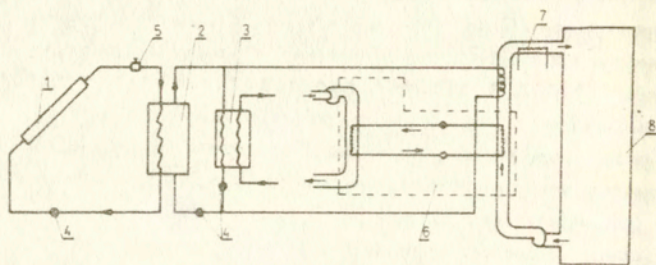
Istnieje wiele wariantów współpracy systemu słonecznego z pompą ciepła, ale ogólnie przyjmuje się trzy podstawowe warianty współpracy, różniące się źródłem ciepła dla parownika pompy. Są to systemy: szeregowy, równoległy i podwójnie źródłowy (binarny).

W systemie szeregowym pompa ciepła jest umieszczona pomiędzy częścią słoneczną a odbiorczą systemu. Schemat tego systemu jest pokazany na rys. 4.26 parownik pompy ciepła jest umieszczony w zbiorniku magazynującym energię słoneczną lub w obiegu tego zbiornika. Natomiast skraplacz pompy znajduje się w części instalacji odbiorczej (grzewczej budynku). Pompa ciepła spełnia rolę "transformatora energii", podnosząc poziom temperaturowy czynnika roboczego. Parownik pompy wykorzystuje jako źródło ciepła zmagazynowaną energię słoneczną, wtedy gdy temperatura w zbiorniku jest wyższa od określonego minimum (zapewniającego efektywną pracę pompy) i gdy nie jest możliwe bezpośrednie ogrzewanie słoneczne. Można tu bowiem wyróżnić trzy etapy ogrzewania:

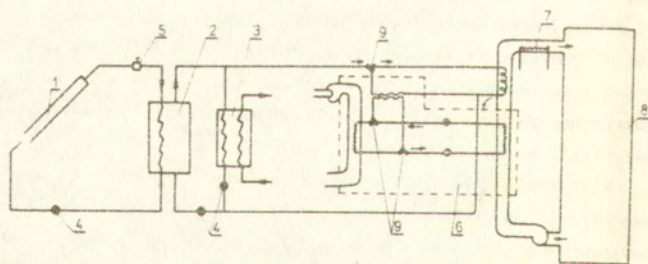
- bezpośrednio dostarczanie energii słonecznej ze zbiornika magazynującego do wymiennika ciepła w układzie c.o. (gdy energia słoneczna jest w stanie pokryć wymagania grzewcze),
- ogrzewanie za pośrednictwem pompy ciepła,
- konwencjonalne ogrzewanie, gdy praca systemu za pośrednictwem pompy ciepła staje się nieefektywna.

Główną zaletą systemu szeregowego jest to, że różnica temperatury źródła górnego i dolnego często jest niezbyt duża. W tych warunkach uzyskuje się wysoką wartość współczynnika wydajności cieplnej pompy ciepła, zawsze powyżej 2,5 [26]. Jednocześnie dzięki temu, że temperatura w zbiorniku magazynującym jest utrzymywana na stosunkowo niskim poziomie, osiągane są większe średnie wartości sprawności kolektorów. Jednakże należy zauważyć, że niska wartość temperatury magazynowania ogranicza możliwość bezpośredniego wykorzystania energii słonecznej do celów grzewczych.

W systemie równoległym, przedstawionym na rys. 4.27 pompa spełnia rolę pomocniczego podgrzewacza. Energia słoneczna zmagazynowana w zbiorniku akumulacyjnym jest stosowana jako podstawowe źródło energii do bezpośredniego ogrzewania pomieszczeń. Pompa działając jako pierwszy pomocniczy podgrzewacz, wykorzystuje inne niezależne źródło ciepła, niż energię słoneczną (np. powietrze, grunt, wody gruntowe, wodę z rzek i jezior itp.). Energia konwencjonalna jest stosowana przy drugim etapie pomocniczego ogrzewania, gdy ani energia słoneczna, ani pompa ciepła nie są w stanie pokryć zapotrzebowania na energię do celów grzewczych.



Rys.4.27. Schemat typowego systemu ogrzewania słonecznego z pompą ciepła w układzie równoległym (oznaczenia jak na rysunku 4.26)



Rys.4.28. Schemat typowego systemu ogrzewania słonecznego z pompą ciepła w układzie biwalentnym (oznaczenia jak na rysunku 4.26)

Widoczną zaletą systemu równoległego jest jego względna prostota. Ponieważ cieczowy system ogrzewania słonecznego pracuje niezależnie od pompy ciepła, możliwe jest uzyskiwanie wyższej temperatury magazynowania czynnika w zbiorniku akumulacyjnym, a więc i częstsze stosowanie bezpośredniego ogrzewania słonecznego, niż w przypadku układu szeregowego.

W systemie podwójnie źródłowym (bivalentnym) pompa ciepła ma z reguły dwa parowniki: jeden umieszczony w zbiorniku magazynującym energię słoneczną lub w jego pętli, drugi na zewnątrz budynku. Pozwala to na wykorzystanie przez pompę zmagazynowanej energii słonecznej lub energii z innego niezależnego źródła, w zależności od tego, dla którego z tych dwóch źródeł wartość współczynnika wydajności cieplnej jest aktualnie wyższa. Schemat systemu bivalentnego jest przedstawiony na rys. 4.28. Proces ogrzewania odbywa się w tym systemie w czterech wariantach:

- bezpośrednie ogrzewanie słoneczne,
- ogrzewanie za pośrednictwem pompy ciepła, wykorzystującej jako źródło ciepła energię słoneczną zmagazynowaną w zbiorniku akumulacyjnym; praca w tym wariantcie jest możliwa, gdy bezpośrednie ogrzewanie słoneczne nie jest w stanie sprostać wymaganiom grzewczym użytkownika i gdy temperatura czynnika w zbiorniku magazynującym jest wyższa od określonego minimum (zapewniającego efektywną pracę pompy) i wyższa niż temperatura drugiego niezależnego źródła ciepła,
- ogrzewanie za pośrednictwem pompy ciepła, wykorzystującej drugie niezależne źródło; gdy żaden z poprzednich dwóch wariantów ogrzewania nie jest możliwy, wykorzystuje się drugi parownik w obiegu pompy, który czerpie energię z innego niezależnego źródła (np. powietrza, wody gruntowej, gruntu itp.); jednocześnie część słoneczna systemu, jeśli jest to tylko możliwe działa nadal i gromadzi dostępną energię; praca systemu w tym etapie trwa tak długo, dopóki nie jest możliwe bezpośrednie ogrzewanie słoneczne lub ogrzewanie za pośrednictwem pompy (pierwszy parownik) lub do czasu kiedy warunki odbioru energii cieplnej z niezależnego źródła nie staną się nieefektywne (zbyt niska temperatura, małe wartości współczynnika wydajności cieplnej pompy), wtedy system przechodzi na czwarty wariant ogrzewania,
- ogrzewanie konwencjonalne.

Wydaje się, że system podwójnie źródłowy powinien mieć przewagę nad systemem szeregowym i równoległym. Umożliwia on bowiem wykorzystanie w danej chwili bardziej efektywnego źródła ciepła (o wyższej temperaturze) dla parownika pompy.

Badania porównawcze wydajności cieplnej przedstawionych systemów słonecznych z pompą ciepła są przeprowadzane w ośrodkach naukowych na całym świecie [3]. Określa się tzw. współczynniki wydajności cieplnej poszczególnych systemów, czyli współczynniki stopnia wykorzystania odnawialnych form energii, obliczane jako stosunek energii za "darmo" (niekonwencjonalnej) do całkowitego zapotrzebowania na energię, czyli:

$$(4.85) \quad F = \frac{Q_s - Q_n}{Q_r} = 1 - \frac{Q_{pc} + Q_{pom}}{Q_r},$$

gdzie:

- Q_s - energia słoneczna wykorzystana w danym systemie,
- Q_n - energia uzyskana z niezależnego, niekonwencjonalnego źródła ciepła,
- Q_{pc} - energia elektryczna wymagana do napędu sprężarki pompy ciepła,
- Q_{pom} - energia konwencjonalna doprowadzona ze źródła pomocniczego,
- Q_r - całkowite roczne zapotrzebowanie na energię w danym systemie, które jest sumą czterech wartości wymienionych powyżej.

Współczynnik F nie odzwierciedla rodzaju zużywanego paliwa ani jego ceny, lecz odzworowuje jedynie stopień pokrycie potrzeb cieplnych ze źródła niekonwencjonalnego. W celu określenia optymalnych wariantów współpracy słonecznych systemów grzewczych z pompą ciepła konieczne jest przeprowadzenie analizy cieplnej poszczególnych rozwiązań. Analiza słonecznych systemów grzewczych, czy systemów z pompą ciepła na wstępie powinna być analizą teoretyczną. Badania eksperymentalne w przypadku źródeł niekonwencjonalnych, a zwłaszcza energii słonecznej wymagają dość długiego okresu czasu (rzędu kilku lat), ze względu na konieczność uzyskania powtarzalności wyników. Dlatego też do analizy cieplnej takich instalacji stosuje się z reguły symulację numeryczną.

4.4.5. Model matematyczny słonecznych systemów grzewczych

Model matematyczny może być mniej lub bardziej skomplikowany. Czasami stosunkowo proste metody obliczeniowe dają wyniki bardziej zbliżone do wyników rzeczywistych, niż dokładna symulacja komputerowa. Taką prostą techniką obliczeniową dotyczącą słonecznych systemów grzewczych pozostającą w dobrej zgodności z rezultatami skomplikowanych obliczeń numerycznych jest metoda tzw. "pierwszego cięcia" [27]. W metodzie tej wprowadza się następujące podstawowe założenia:

- nie uwzględnia się strat cieplnych i sprawności wymienników ciepła, pomp i zaworów,
- jako podstawowe elementy systemu (moduły obliczeniowe) przyjmuje się: ko-

lektory słoneczne, zbiornik magazynujący pompę ciepła (jeśli występuje w systemie) i część odbiorczą (układ grzewczy),

- podstawowe elementy systemu są opisywane równaniami różniczkowymi linio-
wym lub algebraicznymi,
- wprowadza się uśrednione dane wieloletnie warunków meteorologicznych
(promieniowanie bezpośrednie, promieniowanie dyfuzyjne, temperatura po-
wietrza zewnętrznego),
- dane meteorologiczne charakteryzuje cykliczność przebiegu w danych prze-
działach czasowych.

Jednocześnie wprowadza się szereg założeń upraszczających i wartości uśrednionych.

Przyjmuje się średnie wartości następujących parametrów charakteryzują-
cych kolektor jako swoistego rodzaju wymiennik ciepła:

- współczynnik transmisyjno-absorbcyjny kolektora, τ_a ,
- współczynnik strat cieplnych z kolektora, U_L ,
- współczynnik odzysku ciepła z kolektora, F_R ,

W przypadku zbiornika magazynującego zakłada się, że:

- zbiornik ten jest zbiornikiem z pełnym mieszaniem, który charakteryzuje
pojedyncza temperatura, T_v ,
- współczynnik strat cieplnych ze zbiornika ma stałą średnią wartość U_v ,
- temperatura otoczenia zbiornika T_v jest stała.

Jeśli system słoneczny współpracuje z pompą ciepła, stosuje się
następujące uproszczenia odnośnie samej pompy:

- zakłada się stałą temperaturę górnego źródła pompy T_{co} (wody grzejnej
przepływającej przez skraplacz), stały przyrost temperatury czynnika w
skraplaczu ΔT_{co} i parowniku ΔT_{par} ,
- moc cieplna odbierana w dolnym źródle ciepła (parowniku) jest funkcją
czasu t i współczynnika wydajności cieplnej ϵ ,
- współczynnik ϵ przy stałości T_{co} , ΔT_{co} i ΔT_{par} jest funkcją temperatury
źródła dolnego (czyli w przypadku słonecznego systemu szeregowego tempe-
ratury czynnika przepływającego przez parownik ze zbiornika
magazynującego energię słoneczną o wartości T_v).

Należy zauważyć, że czwarty podstawowy element systemu tzn. sam układ
grzewczy danego obiektu może być opisany w funkcji zmieniających się warunków
zewnętrznych - klimatycznych, jak i wewnętrznych - mikroklimatycznych.
Obciążenie grzewcze jest określane indywidualnie dla danego typu odbiorcy
energii. Może być wyznaczone w oparciu o dokładną analizę zjawisk cieplnych w
danym budynku lub na podstawie znormalizowanych zaleceń projektowych.

Równanie bilansu energii przy magazynowaniu jest zarazem podstawowym równaniem bilansowym całego systemu słonecznego i ma postać:

$$(4.86) \quad (\rho_c c_c V) \frac{dT_s(t)}{dt} = Q_{wej}(t) - Q_{wyj}(t) - Q_{str}(t),$$

gdzie:

- ρ_c - gęstość czynnika magazynującego energię,
- c_c - ciepło właściwe czynnika,
- V - objętość zbiornika magazynującego energię.

Przyjmuje się, że moc cieplna dostarczana do zbiornika magazynującego Q_{wej} odpowiada mocy użytecznej otrzymywanej w czasie z kolektorów i można ją zapisać w postaci następującej zależności:

$$(4.87) \quad Q_{wej}(t) = Q_u(t) = A_c F_r \left[(\tau\alpha) I_{so1}(t) - U_l (T_f(t) - T_z(t)) \right],$$

gdzie:

- A_c - powierzchnia kolektorów słonecznych,
- I_{so1} - gęstość strumienia promieniowania słonecznego docierającego na nachyloną powierzchnię kolektora,
- T_z - temperatura powietrza zewnętrznego.

Należy dodać, że wartość natężenia promieniowania słonecznego, I_{so1} jest obliczana zgodnie z zaleceniami Hottela-Whilliera [14] i Liu-Jordana [17], (promieniowanie docierające na nachyloną powierzchnię kolektora składa się z trzech rodzajów promieniowania: bezpośredniego, rozproszonego i odbitego od otoczenia i jest wyznaczane przy uwzględnieniu odpowiednich współczynników korekcji). Jednocześnie w omawianej metodzie zakłada się, że temperatura cieczy na wejściu do kolektora T_f odpowiada temperaturze magazynowania T_s .

Moc cieplna odbierana ze zbiornika magazynującego Q_{wyj} w przypadku niemożności pokrycia obciążeń grzewczych przez układ słoneczny jest równa zero. Występuje wtedy ogrzewanie konwencjonalne lub ogrzewanie za pośrednictwem pompy ciepła wykorzystującej inne niekonwencjonalne źródło ciepła niż energia słoneczna. W przypadku bezpośredniego ogrzewania słonecznego, moc Q_{wyj} jest równa całkowitym wymaganiom grzewczym użytkownika Q_c . Przy współpracy systemu z pompą ciepła w układzie szeregowym moc wyjściowa Q_{wyj} odpowiada mocy cieplnej pobranej przez czynnik w parowniku pompy, która wynosi:

$$(4.88) \quad Q_{pc} \left[t, T_s(t) \right] = \left[1 - \frac{1}{\varepsilon(T_s(t))} \right] Q_c(t).$$

Straty ciepłne ze zbiornika magazynującego wyraża następująca zależność:

$$(4.89) \quad Q_{str} (t) = CU_s V^{2/3} (T_s(t) - T_v) ,$$

gdzie:

C - współczynnik kształtu zbiornika.

Przy podanych uprzednio podstawowych założeniach dotyczących poszczególnych elementów systemu zależności pomiędzy tymi elementami są liniowymi funkcjami temperatury T_s i bilans energii jest równaniem różniczkowym liniowym niejednorodnym o ogólnej postaci:

$$(4.90) \quad x \frac{dT_s(t)}{dt} + y(t) T_s(t) = z(t) .$$

Rozwiązując to równanie niejednorodne metodą uzmiennienia stałej przy stałych współczynnikach y i z oraz wykorzystując warunek początkowy $T_s(t) = T_o$ otrzymuje się rozwiązanie określające temperaturę magazynowania w ogólnej postaci:

$$(4.91) \quad T_s(t) = \frac{z}{y} + (T_s(t_o) - \frac{z}{y}) e^{(-y/x)(t-t_o)} ,$$

gdzie:

T_o - temperatura magazynowania w chwili t_o ,

t - kolejne godziny pracy systemu,

t_o - kolejne początkowe godziny stałej pracy systemu tzn. początkowa godzina rozpoczęcia danego etapu pracy systemu (np. bezpośredniego ogrzewania słonecznego, ogrzewania za pośrednictwem pompy ciepła lub ogrzewania konwencjonalnego), przy stałych uśrednionych w danych godzinach pracy wartościach zmiennych klimatycznych.

Oczywiście współczynniki x, y, z przyjmują różne wartości w zależności od typu danego systemu (typowy samodzielny system słoneczny, system słoneczny z pompą ciepła w układzie: równoległym, szeregowym i podwójnie źródłowym) i od etapu jego pracy.

4.4.6. Podsumowanie

Metoda "pierwszego cięcia" jest metodą analityczną, ale przy przy większej liczbie szczegółowych danych i częstej ich zmienności zaleca się, aby obliczenia wykonywać przy użyciu komputera symulując numerycznie pracę słonecznego systemu grzewczego.

Na podstawie przedstawionego w punkcie 4.4.3. modelu obliczeniowego, ko-

rzyszając z metody "pierwszego cięcia" przeprowadzono dla polskich warunków klimatycznych symulację pracy słonecznego systemu grzewczego współpracującego z pompą ciepła w układzie szeregowym przy ogrzewaniu następujących obiektów:

- typowa szklarnia pojedyncza, wolnostojąca o szerokości 9 m i długości 51 m (dwa warianty wymagań mikroklimatycznych - dzień/noc - 17/14°C i 12/8°C),
- budynek mieszkalny (4 kondygnacje, 4 klatki schodowe, 32 mieszkania, każde o powierzchni około 60 m² i o kubaturze 150 m³) wykonany według obowiązujących obecnie norm dla budownictwa wielorodzinnego,
- typowy, standardowy domek jednorodzinny o powierzchni 180 m² i o kubaturze 500 m³.

W przypadku szklarni otrzymane wyniki wykazały możliwość stosowania szeregowych słonecznych systemów grzewczych z pompą ciepła jedynie w okresie wiosennym. W czasie zimy praca systemu jest nieefektywna. Przy większych powierzchniach kolektorów słonecznych (100 m²) energia słoneczna (bezpośrednio lub za pośrednictwem pompy ciepła) pokrywa wymagania grzewcze szklarni:

- na wiosnę w 25-55% (w zależności od wymagań mikroklimatycznych wewnątrz szklarni),
- w zimie w 2-4%.

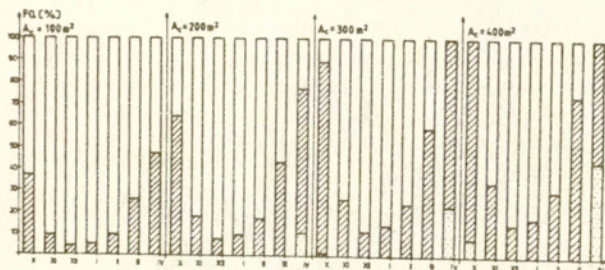
Oczywiście przy odpowiednim rozwiązaniu problemu technologii i konstrukcji ścian szklarni, wprowadzeniu specjalnych osłon od wiatru oraz zaplanowaniu odpowiedniego usytuowania obiektu (np. głębiej w ziemi, niż to ma miejsce zazwyczaj) nastąpiłoby znaczne zmniejszenie strat ciepłych szklarni, co doprowadziłoby do znacznego zmniejszenia obciążenia grzewczego, a w efekcie i wyniki przeprowadzonej analizy byłyby bardziej optymistyczne.

Badania dotyczące ogrzewania typowego wielorodzinnego budynku mieszkalnego wykazały szansę wykorzystania omawianego systemu grzewczego pod warunkiem stosowania dość dużych powierzchni kolektorów słonecznych. Energia słoneczna (głównie za pośrednictwem pompy ciepła) jest w stanie pokryć wymagania grzewcze użytkowników:

- w zimie w 5-10% przy 100 m² powierzchni kolektorów i w 15-30% przy 400 m² powierzchni kolektorów,
- na wiosnę w 26-74% przy 100 m² i w 74-100% przy 400 m² powierzchni kolektorów.

Na rys.4.29. przedstawiony jest procentowy udział energii słonecznej przy pokrywaniu obciążeń grzewczych użytkowników dla różnych powierzchni kolektorów słonecznych. Jednocześnie otrzymano następujące wartości współczynników wydajności cieplnej systemu:

- 0,14 - dla 100 m² powierzchni kolektorów,



Rys.4.29. Udział energii słonecznej przy pokrywaniu obciążeń grzewczych w budynku wielorodzinnym

Oznaczenia: A - powierzchnia kolektorów słonecznych,
FQ - procentowy udział energii "za darmo":
- pole zakreskowane - przy użyciu pompy ciepła,
- pole zakropkowane - bez użycia pompy ciepła.

- 0,25 - dla 200 m² powierzchni kolektorów,
- 0,37 - dla 300 m² powierzchni kolektorów,
- 0,49 - dla 400 m² powierzchni kolektorów.

Analiza otrzymanych wyników nasuwa wniosek o konieczności projektowania budynków energooszczędnych zwłaszcza przy rozpatrywaniu niekonwencjonalnych systemów grzewczych.

Na podstawie symulacji numerycznej pracy rozważanego systemu słonecznego przy ogrzewaniu wybranego modelowego domku jednorodzinnyego można stwierdzić, że dla większych powierzchni kolektorów słonecznych rzędu 80-100 m² i więcej, wydaje się celowe rozważenie możliwości praktycznego zastosowania słonecznych systemów grzewczych współpracujących z pompą ciepła w układzie szeregowym. W okresie wczesnej jesieni energia słoneczna jest w stanie pokryć około 75% wymagań grzewczych użytkownika, wiosną od 50% (marzec) do 100% (kwiecień). W zimie udział procentowy energii "za darmo" jest niewielki (5-10%). Sezonowy współczynnik wydajności cieplnej systemu wynosi 0,31.

Bibliografia

1. Anderson, E.E.: *Fundamentals of Solar Energy Conversion*, Wesly Publ. Co., Massachusetts, 1983
2. Ayyash, S. et al: *Performance deterioration of solar absorption systems*, Solar World Congress. Vol.1 p.120, Pergamon Press 1984
3. A.G.E.P. van Delft: *Dynamic optimisation of solar thermal energy systems with a heat pump*, PRO87b, p.1951, 1987
4. Bartold, W., Pluta, Z.: *Badania słonecznego kolektora cieczowego typu pojemnościowego*, Archiwum Termodynamiki, Vol.8, 265, 1987
5. Bartold, W., Szypliński, J., Wnuk, R.: *Symulacja promieniowania słonecznego*, COW 8/1984
6. Beckmann, W., Duffie, I., Klein, S.: *Solar heating design*, John Wiley and Sons, New York 1977
7. Close D.J.: *The Performance of Solar Water Heaters with Natural Circulation*, Solar Energy, Vol.6, 33, 1962
8. Domański, R.: *Zagadnienia magazynowania energii cieplnej*, Prace Naukowe - Mechanika z.103, WPW 1987
9. Duffie J.A., Beckman W.A.: *Solar Energy Thermal Processes*, John Wiley, New York, 1977
10. Gogół W.: *Wymiana ciepła: Tablice i wykresy*, WPW 1984
11. Gordon, J.M., Zarwi, V.: *Thermosyphon systems: single vs multi-pass*, Solar Energy, Vol.22, 441, 1981
12. Hobler, T.: *Ruch ciepła i wymienniki*, Warszawa 1971, WNT
13. Hollands, K., Unny, T., Raithby, G., Konieck, L.: *Free convective heat transfer across inclined air layers*, Journal of heat transfer 98, 1976
14. Hottel, H.C., Whillier, A.: *Evaluation of flat plate solar collector performance*, Trans. Conf. on Use of Solar Energy II, Arizona 1955
15. Jaworski, M., Szypliński, J., Wnuk, R.: *Zbiornik magazynujący energię cieplną z równoczesnym wykorzystaniem ciepła przemiany fazowej i ciepła właściwego*, Zgłoszenie patentowe, IPPT 456/90
16. Lot, G.O.G., Close, D.J.: *Low temperature engineering application of solar energy*, Solar Water Heater, ASHRAE, New York 1967
17. Liu, B.Y.H., Jordan, R.C.: *The long term average performance of flat plate solar collectors*, Solar Energy 7(2), 53, 1963
18. Pluta, Z.: *Słoneczny podgrzewacz wody typu pojemnościowego*, Referat na XII Zjeździe Termodynamików, Ryto 1984, nie publikowany
19. Pluta, Z.: *Model matematyczny słonecznej instalacji termosyfonowej z elementami teorii podobieństwa*, Archiwum Termodynamiki, Vol.8, 235, 1987

20. Pluta, Z.: *Uproszczona analiza pracy słonecznego podgrzewacza wody typu kolektora magazynującego*, Archiwum Termodynamiki, Vol.8, 217, 1987
21. Potter, D.: *Metody obliczeniowe fizyki*, PWN, Warszawa 1982
22. Praca zbiorowa: *Heat Exchanger Design Handbook*, vol.2, Dusseldorf 1983, VDI-Verlag GmbH
23. *Raypak - Solar domestic hot water systems*, Catalog No.SP - 3003A.11/1/76.
24. Shitzer, A., Kalmanovitz, D., Zvirin, V., Grossman, G.: *Experiments with a Flat - Plate Solar Water Heating System in Thermosyphonic Flow*, Solar Energy, Vol.22, 27, 1979
25. Staniszewski B.: *Wymiana ciepła*, Warszawa 1979, PWN
26. Terrel, R.E.: *Performance and analysis of a series heat pump - assisted solar*, Solar Energy, Vol.23, No.2/1979
27. Veziroglu, T.N.: *Solar Energy and Conservation*, Pergamon Press 1978