

WŁODZIMIERZ SMOLEC, MIECZYŚLAW JAROSZYŃSKI, BOŻENA JANUS

## WPLYW WŁAŚCIWOŚCI ABSORBERA I SZYB NA SPRAWNOŚĆ PŁASKICH KOLEKTORÓW SŁONECZNYCH DO PODGRZEWANIA POWIETRZA

Instytut Inżynierii Chemicznej PAN Gliwice, ul. Bałtycka 5, 44-100 Gliwice

Przedstawiono wyniki teoretycznej analizy wpływu właściwości optycznych i radiacyjnych absorberów płaskich i szyb na sprawność trzech typów kolektorów do podgrzewania powietrza. Analizę przeprowadzono przy wykorzystaniu modeli opisujących działanie kolektorów w stanie ustalonym. Do walidacji modeli wykorzystano dane doświadczalne dostępne w literaturze.

Effects of optical and radiative properties of absorber plate and glazing on thermal efficiency of three plate-type solar air heaters were theoretically investigated with steady state models. Validation of the theoretical models was performed by using available experimental data from the literature.

### 1. WPROWADZENIE

Największe straty ciepła z kolektorów słonecznych zachodzą z powierzchni osłony przezroczystej, ponieważ boki i tył kolektora mogą być zaopatrzone w odpowiednią izolację cieplną, podczas gdy promieniowanie słoneczne musi dobrze przenikać przez osłonę przezroczystą mającą bezpośredni kontakt z otaczającym powietrzem. Sprawność najprostszyc kolektorów powietrznych jest stosunkowo niska z uwagi na mały współczynnik wnikania ciepła z absorbera do podgrzewanego powietrza, co prowadzi do wysokiej temperatury absorbera i dużych strat ciepła do otoczenia. Inną wadą kolektorów powietrznych jest mała pojemność cieplna powietrza. W celu zwiększenia sprawności kolektorów powietrznych stosuje się kolektory z absorberami o zwiększonej w różny sposób powierzchni kontaktu z podgrzewanym powietrzem oraz kolektory, w których w różny sposób uzyskuje się zwiększenie współczynników wnikania ciepła.

Zwiększenie powierzchni wymiany ciepła z podgrzewanym powietrzem osiąga się w kolektorach z absorberami płaskimi w wyniku wyposażenia ich we wzdluzne zebra. Stosowane są również tzw. absorbery skrzynkowe, będące rozwinięciem płaskiego absorbera ożebrowanego, oraz absorbery o powierzchni

rozwinętej [1,2]. Osłona przezroczysta takiego absorbera to z reguły pojedyncza szyba. Wydatne zwiększenie powierzchni wymiany ciepła osiągnąć można również w wyniku doprowadzenia do przepływu powietrza równocześnie pod i nad absorberem. W takim przypadku jako osłonę przezroczystą stosuje się jedną lub dwie szyby [3,4].

Znaczna wartość oporu cieplnego przy wnikaniu ciepła z absorbera do podgrzewanego powietrza spowodowana jest przez warstwę przyścienną tworzącą się na powierzchni absorbera oddającej ciepło. Wysiłki zmierzające do zwiększenia współczynnika wnikania ciepła koncentrują się na zaburzaniu lub zniszczeniu warstwy przyściennej. Służą do tego celowo wykonane nierówności na powierzchni wymiany ciepła mające postać krótkich drutów, jak również nierówności innych kształtów [5,6]. Zwiększenie współczynnika wnikania ciepła osiągane jest również przez zastosowanie absorberów zaopatrzonych w kanały, w których przepływające powietrze podlega częstym nagłym zmianom kierunku przepływu [7,8].

W kolektorach służących do podgrzewania powietrza stosowane są również absorbery porowate. Podgrzewane powietrze nie omywa wtedy absorbera, jak w omówionych powyżej kolektorach, ale przepływa przez absorber. Porowaty absorber pochłania promieniowanie słoneczne "w głąbi", z tego względu temperatura jego górnej warstwy jest relatywnie mniejsza i straty ciepła z absorbera do otoczenia są mniejsze niż w kolektorach z absorberami litymi. Dalszą redukcję strat ciepła z powierzchni czołowej osiągnąć można stosując jako osłonę przezroczystą dwie szyby zamiast jednej [9]. Ogrzewane powietrze kierowane jest do kanału utworzonego przez te szyby (w celu wstępnego podgrzania), a dopiero później przepływa ono przez porowaty absorber. Kolektory z absorberami porowatymi cechują się większą sprawnością dzięki dużej powierzchni wymiany ciepła, jak również z powodu dużej burzliwości przepływu, wynikającej z budowy absorbera. Zastosowanie porowatego absorbera wiąże się jednak z dużymi oporami przepływu, stąd zużycie energii na wymuszenie przepływu przez taki kolektor może być duże. Należy jeszcze dodać, że budowa kolektora z absorberem porowatym umożliwia użycie absorberów charakteryzujących się dużą pojemnością cieplną, co zwiększa możliwości wykorzystania kolektorów do podgrzewania powietrza [10].

## 2. OPIS KOLEKTORÓW I MODELI ICH FUNKCJONOWANIA

Rozpatrzono trzy typy kolektorów słonecznych do podgrzewania powietrza wyposażonych w absorbery płaskie, mianowicie: kolektor z powietrzem przepływającym pod absorberem, kolektor z powietrzem przepływającym równocześnie pod i nad absorberem i wyposażony w osłonę przezroczystą utworzoną przez pojedynczą szybę oraz kolektor z powietrzem przepływającym pod i nad absorberem wyposażony w osłonę przezroczystą złożoną z dwóch szyb.

## 2.1. KOLEKTOR Z POWIETRZEM PRZEPLYWAJĄCYM POD ABSORBEREM

Przedstawiony schematycznie na rys.1 kolektor z powietrzem przepływającym pod absorberem oznaczany będzie dalej jako kolektor typu *I*. W kolektorze tym podgrzewane powietrze przepływa między absorberem a tylną ścianą. Szyba i absorber tworzą szczelinę powietrzną stanowiącą, obok samej szyby, dodatkową izolację cieplną od strony powierzchni czołowej kolektora.

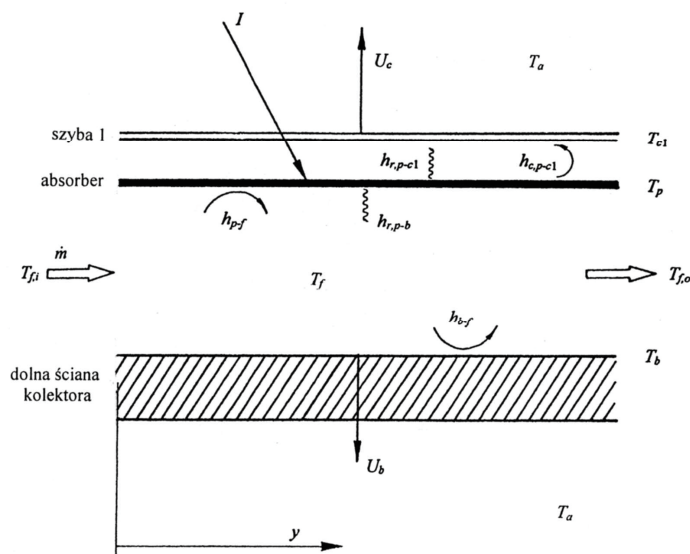
W stanie ustalonym kolektora równania bilansu energii zasadniczych części składowych, tj. szyby, absorbera, ściany dolnej oraz strumienia powietrza są następujące:

równanie bilansu energii szyby:

$$\alpha_c I + (h_{r,p-c1} + h_{c,p-c1}) (T_p - T_{c1}) = U_c (T_{c1} - T_a), \quad (1)$$

równanie bilansu energii absorbera:

$$\tau_{c1} \alpha_p I = (h_{r,p-c1} + h_{c,p-c1}) (T_p - T_{c1}) + h_{r,p-b} (T_p - T_b) + h_{p-f} (T_p - \bar{T}_f), \quad (2)$$



Rys. 1. Schemat kolektora typu *I* i zachodzącego w nim przepływu ciepła  
Fig. 1. Scheme and energy flow diagram in the type *I* solar air heater

równanie bilansu energii dolnej ściany:

$$h_{r,p-b}(T_p - T_b) = h_{b-f}(T_b - \bar{T}_f) + U_b(T_b - T_a), \quad (3)$$

równanie bilansu energii strumienia powietrza:

$$\frac{\dot{m}c_p}{W} \frac{dT_f}{dy} = h_{p-f}(T_p - T_f) + h_{b-f}(T_b - T_f). \quad (4)$$

Temperatura  $\bar{T}_f$  oznacza średnią temperaturą powietrza w kanale kolektora:

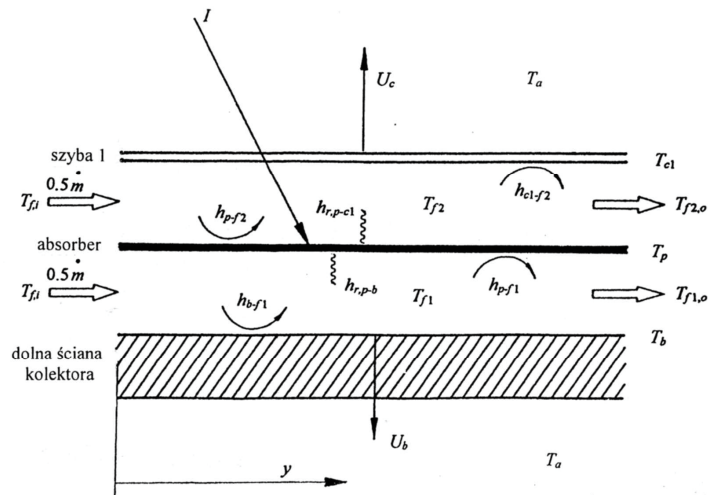
$$\bar{T}_f = \frac{T_a + T_{f,o}}{2}. \quad (5)$$

Równanie (4) rozwiązywane jest przy warunku brzegowym:

$$T_{f1}(y=0) = T_a. \quad (6)$$

## 2.2. KOLEKTOR Z POWIETRZEM PRZEPLYWAJĄCYM PO OBU STRONACH ABSORBERA OSŁONIĘTEGO POJEDYNCZĄ SZYBĄ

Przedstawiony na rys.2 kolektor z powietrzem przepływającym po obu stronach absorbera osłoniętego przez pojedynczą szybę oznaczany jest dalej jako kolektor typu II. Powietrze przepływające nad absorberem jest w kontakcie z szybą.



Rys. 2. Schemat kolektora typu II i zachodzącego w nim przepływu ciepła.  
Fig. 2. Scheme and energy flow diagram in the type II solar air heater.

W stanie ustalonym układ równań bilansowych opisujących kolektor *II* jest następujący:

równanie bilansu energii szyby:

$$\alpha_c I + h_{r,p-c1}(T_p - T_{c1}) + h_{c1-f}(T_{f2} - T_{c1}) = U_c(T_{c1} - T_a), \quad (7)$$

równanie bilansu energii absorbera:

$$\tau_{c1} \alpha_p I = h_{r,p-b}(T_p - T_b) + h_{p-f1}(T_p - \bar{T}_{f1}) + h_{r,p-c1}(T_p - T_{c1}) + h_{p-f2}(T_p - \bar{T}_{f2}), \quad (8)$$

równanie bilansu energii dolnej ściany kolektora:

$$h_{r,p-b}(T_p - T_b) = h_{b-f1}(T_b - \bar{T}_{f1}) + U_b(T_b - T_a), \quad (9)$$

równanie bilansu energii strumienia powietrza nad absorberem:

$$0.5 \frac{\dot{m}c_p}{W} \frac{dT_{f2}}{dy} = h_{p-f2}(T_p - T_{f2}) + h_{c1-f2}(T_{c1} - T_{f2}), \quad (10)$$

równanie bilansu energii strumienia powietrza pod absorberem:

$$0.5 \frac{\dot{m}c_p}{W} \frac{dT_{f1}}{dy} = h_{p-f1}(T_p - T_{f1}) + h_{b-f1}(T_b - T_{f1}). \quad (11)$$

Równania (10) i (11) rozwiązywano przy następujących warunkach brzegowych:

$$T_{f1}(y=0) = T_{f2}(y=0) = T_a. \quad (12)$$

### 2.3. KOLEKTOR Z POWIETRZEM PRZEPLYWAJĄCYM PO OBU STRONACH ABSORBERA OSŁONIĘTEGO DWIEMA SZYBAMI

Przedstawiony na rys.3 kolektor z powietrzem przepływającym po obu stronach absorbera i wyposażony w osłonę złożoną z dwóch szyb to kolektor typu *III*. Złożona z dwóch szyb osłona przezroczysta tworzy szczelinę powietrzną. Ta dodatkowa izolacja cieplna, w porównaniu do kolektora typu *II*, redukuje straty ciepła do otoczenia, jednakże równocześnie druga szyba powoduje dalsze straty promieniowania słonecznego z powodu jego odbicia i pochłaniania. Układ równań bilansowych opisujących kolektor *II* jest następujący:

równanie bilansu energii zewnętrznej szyby:

$$\alpha_c I + (h_{r,c1-c2} + h_{c,c1-c2})(T_{c1} - T_{c2}) = U_c(T_{c2} - T_a), \quad (13)$$

równanie bilansu energii wewnętrznej szyby:

$$\tau_{c1} \alpha_c I + h_{c1-f2} (\bar{T}_{f2} - T_{c1}) + h_{r,p-c1} (T_p - T_{c1}) = (h_{r,c1-c2} + h_{c,c1-c2}) (T_{c1} - T_{c2}), \quad (14)$$

równanie bilansu energii absorbera:

$$\tau_{c1,2} \alpha_p I = h_{r,p-b} (T_p - T_b) + h_{p-f1} (T_p - \bar{T}_{f1}) + h_{r,p-c1} (T_p - T_{c1}) + h_{p-f2} (T_p - \bar{T}_{f2}), \quad (15)$$

równanie bilansu energii dolnej ściany kolektora:

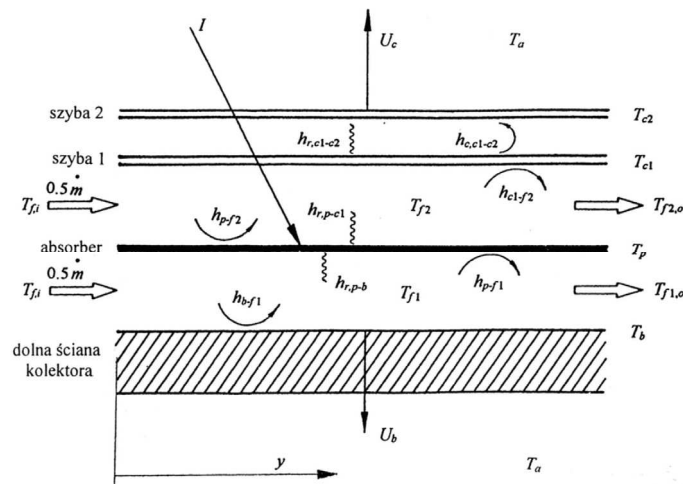
$$h_{r,p-b} (T_p - T_b) = h_{b-f1} (T_b - \bar{T}_{f1}) + U_b (T_b - T_a), \quad (16)$$

równanie bilansu energii strumienia powietrza nad absorberem:

$$0.5 \frac{\dot{m} c_p}{W} \frac{dT_{f2}}{dy} = h_{p-f2} (T_p - T_{f2}) + h_{c1-f2} (T_{c1} - T_{f2}), \quad (17)$$

równanie bilansu energii strumienia powietrza pod absorberem:

$$0.5 \frac{\dot{m} c_p}{W} \frac{dT_{f1}}{dy} = h_{p-f1} (T_p - T_{f1}) + h_{b-f1} (T_b - T_{f1}). \quad (18)$$



Rys. 3. Schemat kolektora typu III i zachodzącego w nim przepływu ciepła  
Fig. 3. Scheme and energy flow diagram in the type III solar air heater

Równania (17) and (18) rozwiązywano przy następujących warunkach brzegowych:

$$T_{f1}(y=0) = T_{f2}(y=0) = T_a. \quad (19)$$

#### 2.4. WSPÓŁCZYNNIKI WYMIANY CIEPŁA

Współczynniki wnikania ciepła z absorbera do podgrzewanego powietrza są funkcją liczby Reynoldsa. Ogólne wyrażenie na współczynnik wnikania ciepła jest następujące:

$$h_{p-f} = \frac{Nu\lambda_a}{D}, \quad (20)$$

gdzie

$$Nu = Nu_0 + \gamma \frac{H}{L}, \quad (21)$$

W obliczeniach wykorzystano zależność liczby Nusselta od liczby Reynoldsa podaną przez Hollandsa i Shewana [11]:

dla  $Re < 2550$  (zakres laminarny)

$$Nu_0 = 5,385, \quad (22)$$

$$\gamma = 0,148Re, \quad (23)$$

dla  $2550 \leq Re \leq 10^4$  (zakres przejściowy)

$$Nu_0 = 4,4 \cdot 10^{-4} Re^{1,2}, \quad (24)$$

$$\gamma = 9,37Re^{0,471}, \quad (25)$$

dla  $10^4 < Re < 10^5$  (zakres turbulentny)

$$Nu_0 = 0,03Re^{0,74}, \quad (26)$$

$$\gamma = 0,788Re^{0,74}. \quad (27)$$

gdzie

$$Re = \frac{\rho w D}{\mu} \quad (28)$$

Średnica hydrauliczna  $D$  kanału kolektora, przez który przepływa powietrze obliczana była oddzielnie dla kolektora  $I$  i oddzielnie dla kolektorów  $II$  i  $III$ . W przypadku kolektora  $I$ :

$$D_{sf} = \frac{4WH}{2(W+H)}, \quad (29)$$

w przypadku kolektorów  $II$  i  $III$ :

$$D_{df} = \frac{4WH}{2(2W+H)}. \quad (30)$$

Współczynnik wnikania ciepła z powierzchni osłony przezroczystej do otaczającego powietrza zależy od prędkości wiatru [12]:

$$h_w = 2,8 + 3,0V \quad (31)$$

Współczynnik przenikania ciepła przez płaską szczelinę powietrzną o wysokości  $l_{p-c1}$  wyznaczany jest z zależności

$$h_{c,p-c1} = \frac{Nu_s \lambda_a}{l_{p-c1}}, \quad (32)$$

Liczba Nusselta  $Nu_s$  jest funkcją iloczynu liczby Rayleigha i cosinusa kąta pochylenia kolektora do poziomu. Liczbę Nusselta  $Nu_s$  wyznaczano z zależności danej przez Buchberga *i in.* [13]

$$Nu_s = 1 + 1,446 \left( 1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right), \quad \text{dla } 1708 < Ra \cos \beta < 5900, \quad (33)$$

$$Nu_s = 0,229 (Ra \cos \beta)^{0,252}, \quad \text{dla } 5900 < Ra \cos \beta < 9,23 \cdot 10^4, \quad (34)$$

$$Nu_s = 0,157 (Ra \cos \beta)^{0,285}, \quad \text{dla } 9,23 \cdot 10^4 < Ra \cos \beta < 10^6. \quad (35)$$

Liczba Rayleigha  $Ra$  zdefiniowana jest następująco:

$$Ra = \frac{g \beta' (T_p - T_c) l_{p-c1}^3 c_p \rho_a^2}{\lambda_a \mu_a}. \quad (36)$$



Współczynnik wymiany ciepła przez promieniowanie między absorberem a szybą opisany jest wzorem

$$h_{r,p-c1} = \frac{\sigma(T_{c1}^2 + T_p^2)(T_{c1} + T_p)}{(1/\varepsilon_g) + (1/\varepsilon_p) - 1}. \quad (37)$$

Współczynnik wymiany ciepła przez promieniowanie między zewnętrzną szybą a nieboskładem opisany jest wzorem

$$h_{r,c-a} = \frac{\sigma\varepsilon_g(T_c + T_s)(T_c^2 + T_s^2)(T_c - T_s)}{(T_c - T_a)}, \quad (38)$$

gdzie temperaturę zastępczą nieboskładu [14] przyjęto

$$T_s = 0,0552T_a^{1,5}. \quad (39)$$

Współczynnik strat ciepła z szyby zewnętrznej do otoczenia opisany jest wzorem

$$U_c = \left( \frac{1}{h_w + h_{r,c-a}} + \frac{\delta_g}{\lambda_g} \right)^{-1}. \quad (40)$$

Współczynnik strat ciepła przez ścianę dolną kolektora opisany jest wzorem

$$U_b = \left( \frac{1}{h_{b-f}} + \frac{\delta_b}{\lambda_b} \right)^{-1}. \quad (41)$$

### 3. SPRAWNOŚĆ KOLEKTORÓW

#### 3.1. PARAMETRY KOLEKTORA I WARUNKI POGODOWE

W obliczeniach sprawności kolektorów przyjęto, że ich długość wynosiła 2 m, a szerokość 0,85 m. Odległość między absorberem a dolną ścianą kolektora przyjęto 0,04 m, a odległość między absorberem i szybą przyjęto 0,02 m (kolektor typu *I*). W kolektorze typu *II* odległości między absorberem a szybą oraz pomiędzy absorberem a ścianą dolną kolektora były takie same i wynosiły 0,02 m. Odległość między szybami w kolektorze typu *III* wynosiła 0,02 m, takie same były odległości między wewnętrzną szybą a absorberem oraz między absorberem a dolną ścianą kolektora. Długofalowa emisyjność górnej powierzchni absorbera wynosiła

opcjonalnie, w przypadku absorbera nieselektywnego 0,9, oraz w przypadku selektywnego 0,15. Absorpcyjność absorbera dla promieniowania słonecznego przyjęto równą 0,9. Emisyjności dolnej powierzchni absorbera oraz dolnej ściany kolektora przyjęto równe 0,8.

Szkło jest częściowo przezroczyste dla promieniowania słonecznego w zakresie od bliskiego ultrafioletu do bliskiej podczerwieni (ok.  $0,3\div 3\mu\text{m}$ ). Transmisyjność szyb zależy głównie od zawartości tlenków żelaza i jest funkcją długości fali promieniowania. W energetyce słonecznej stosowano początkowo zwykłe szkło okienne o dużej zawartości tlenków żelaza ( $0,1\div 0,15\%$ ) i wynikającej z tego stosunkowo mniejszej transmisyjności. Krawędź takiej szyby ma kolor niebieskawy. Obecnie coraz częściej stosowane są szyby o dużej transmisyjności, tj. o małej zawartości tlenków żelaza (ok. 0,01%) [15]. Krawędź takiej szyby jest biała. Współczynnik absorpcji szkła o dużej transmisyjności wynosi ok.  $4\text{ m}^{-1}$ , a typowego szkła o mniejszej transmisyjności ok.  $34\text{ m}^{-1}$ . W obliczeniach przyjęto, że współczynnik absorpcji wynosił  $6\text{ m}^{-1}$ , dla szyb ze szkła o dużej transmisyjności oraz  $28\text{ m}^{-1}$ , dla szkła o mniejszej transmisyjności. Współczynnik załamania światła szkła przyjęto 1,526 [16]. Grubość pojedynczej szyby przyjęto równą 4mm. Transmisyjność pojedynczej szyby wykonanej ze szkła o dużej zawartości żelaza wynosiła 0,82, w przypadku szyby wykonanej ze szkła o małej zawartości żelaza 0,89. Transmisyjność podwójnej szyby wykonanej ze szkła o dużej zawartości żelaza wynosiła 0,68, a dla szkła o małej zawartości żelaza 0,81. W obu przypadkach emisyjność szkła przyjęto wynoszącą 0,837.

Warunki eksperymentalne przyjęte w analizie były następujące: natężenie promieniowania słonecznego wynosiło  $900\text{ W/m}^2$ , temperatura otaczającego powietrza wynosiła  $14^\circ\text{C}$ , prędkość wiatru  $2,4\text{ m/s}$ , a kąt pochylenia kolektora do poziomu  $50^\circ\text{C}$ .

Równania (1)-(6), (7)-(12) oraz (13)-(19) rozwiązywano dla strumienia masy powietrza wynoszącego od 0,01 do  $0,06\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ , w przeliczeniu na jednostkę powierzchni apertury kolektora. Z powodu różnic w budowie kolektorów średnica hydrauliczna kolektora *I* była w przybliżeniu dwukrotnie większa w porównaniu do średnicy hydraulicznej kolektorów *II* i *III*. Zależne od typu kolektora wartości średnicy hydraulicznej powodowały, że liczba Reynoldsa dla kolektora *I* mieściła się w zakresie  $2000\leq\text{Re}\leq 17000$ , podczas gdy dla kolektorów *II* i *III* liczba Reynoldsa mieściła się w zakresie  $1000\leq\text{Re}\leq 8500$ , dla tego samego zakresu prędkości przepływu powietrza.

### 3.2. WYNIKI OBLICZEŃ

Przyrosty temperatury powietrza, po przejściu przez kolektory *I*, *II* oraz *III*, wyposażone w absorbery nieselektywne i szyby o mniejszej transmisyjności, ponad temperaturę otaczającego powietrza i przy strumieniu masy powietrza na jednostkę powierzchni wynoszącym  $0,06\text{ kg/m}^2\text{ s}$ , wynosiły odpowiednio  $9,4$ ;  $9,9$  oraz  $9,6\text{ }^\circ\text{C}$ . W przypadku strumienia masy powietrza równego  $0,01\text{ kg/m}^2\text{ s}$  przyrosty temperatury powietrza po przejściu przez kolektory wynosiły odpowiednio  $30,4$ ;  $33,4$  oraz  $37,7\text{ }^\circ\text{C}$ .

Przyrosty temperatury powietrza podgrzewanego w kolektorach wyposażonych w absorbery selektywne i szyby o dużej transmisyjności dla strumienia masy powietrza  $0,06 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  wynosiły odpowiednio 11,8; 10,8 oraz 10,5 °C. Dla strumienia masy powietrza wynoszącego  $0,01 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  przyrosty temperatury powietrza ponad temperaturę otaczającego powietrza wynosiły odpowiednio 50,1; 43,8 oraz 43,3 °C.

Użyteczną energię uzyskiwaną z kolektora *I* obliczano ze wzoru

$$Q_I = \dot{m}c_p(T_{f,o} - T_a). \quad (42)$$

Użyteczna energia wytwarzana w kolektorach *II* i *III* jest sumą energii wytwarzanej w kanałach górnym i dolnym kolektora:

$$Q_{II} = 0.5\dot{m}c_p(T_{f1,o} - T_a) + 0.5\dot{m}c_p(T_{f2,o} - T_a). \quad (43)$$

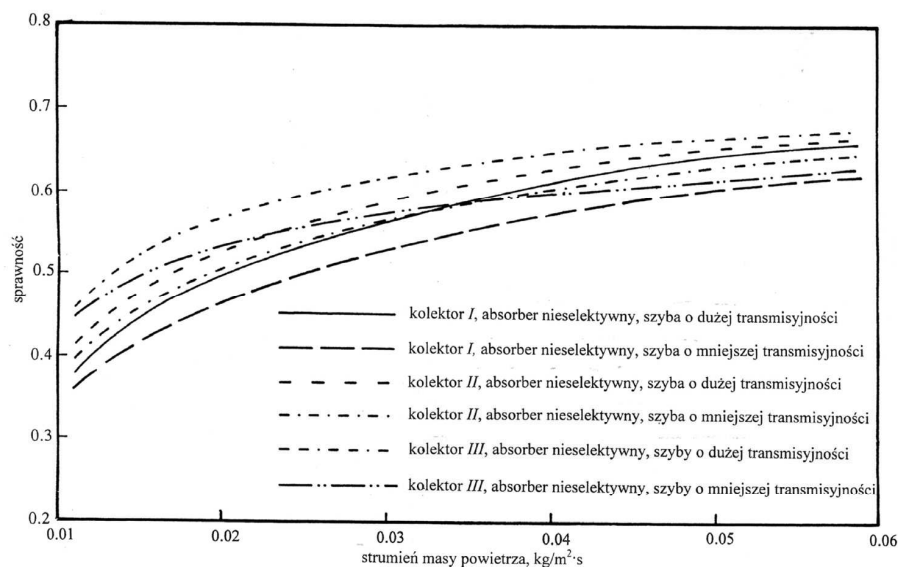
Sprawność kolektorów dana jest wzorem:

$$\eta = \frac{Q_{I(II)}}{IA}. \quad (44)$$

Na rys.4 i 5 pokazano zależność sprawności rozpatrywanych kolektorów od strumienia masy powietrza na jednostkę powierzchni apertury. Z wykresów tych widać, że prawie wszystkie krzywe sprawności kolektorów z absorberami selektywnymi leżą powyżej krzywych sprawności otrzymanych w przypadku kolektorów z absorberami nieselektywnymi. Relacje pomiędzy krzywymi sprawności otrzymanymi dla kolektorów z absorberami selektywnymi nie pokrywają się przy tym z relacjami wyznaczonymi dla kolektorów z absorberami nieselektywnymi.

Na rys.4 przedstawiono zależność sprawności kolektorów z absorberami nieselektywnymi i z szybami wykonanymi ze szkła o dużej i mniejszej transmisyjności. Z wykresu widać, że w przypadku szyb o dużej transmisyjności kolektory typów *II* i *III* cechują się lepszą sprawnością niż kolektor typu *I*. Kolektor *I* z absorberem nieselektywnym i z szybą o mniejszej transmisyjności cechuje się najniższą sprawnością spośród wszystkich rozpatrzonych kolektorów. W przypadku kolektorów z szybami o dużej transmisyjności i wyposażonych w absorbery nieselektywne obliczenia wykazują, że kolektor typu *III* cechuje się najlepszą sprawnością.

Kolektory typu *I* i *III* analizowane były doświadczalnie i teoretycznie przez Yeha i in. [4]. Były one wyposażone w nieselektywny absorber, którego emisyjność wynosiła 0,8, a absorpcyjność 0,96. Transmisyjność pojedynczej szyby wynosiła 0,875. Wysokość kanału w kolektorze typu *I* wynosiła 0,055 m, a wysokość kanałów w kolektorze *III* wynosiła 0,022m. Stwierdzono, że kolektor z powietrzem przepływającym nad i pod absorberem i wyposażony w dwie szyby cechuje się większą sprawnością niż kolektor z powietrzem przepływającym pod absorberem.



Rys. 4. Sprawność kolektorów słonecznych do podgrzewania powietrza z nieselektywnymi absorberami w zależności od strumienia masy powietrza

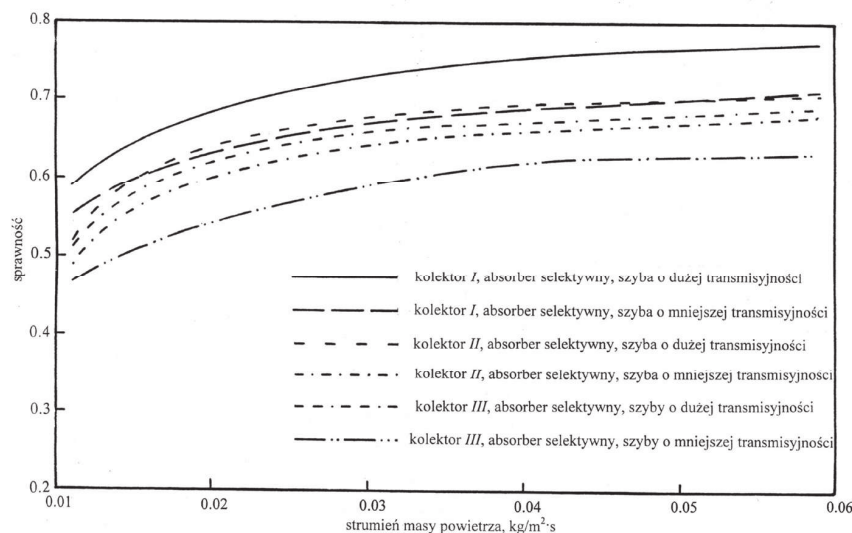
Fig. 4. Thermal efficiency of solar air heaters with nonselective absorber plate as a function of air mass flow rate

Konkluzja ta pozostaje w zgodzie z przebiegiem odpowiednich krzywych na rys. 4. Norton [3] rozpatrywał sprawność kolektorów powietrznych w zależności od drogi przepływu powietrza względem płaskiego absorbera. W przypadku kolektora, który jest odpowiednikiem kolektora typu II stwierdzono, że kolektor z powietrzem przepływającym po obu stronach absorbera i wyposażony w pojedynczą szybę cechuje się większą sprawnością w porównaniu do kolektora z powietrzem przepływającym pod absorberem. Ten wniosek pozostaje również w zgodzie z odpowiednimi wynikami obliczeń przedstawionymi na rys.4.

Zgodność relacji pomiędzy krzywymi sprawności otrzymanymi w wyniku obliczeń przeprowadzonych dla kolektorów z absorberami nieselektywnymi pozwala na stwierdzenie, że przyjęte modele zadowalająco opisują funkcjonowanie rozpatrywanych typów kolektorów. Modele te następnie wykorzystano do wyznaczenia krzywych sprawności kolektorów z absorberami selektywnymi i z szybami o dużej i mniejszej transmisyjności, których nie rozpatrzono w pracach [3,4]. Krzywe te są również przedstawione na rys.4.

W dalszej kolejności wyznaczono krzywe sprawności dla kolektorów I, II i III, w których przyjęto absorbery selektywne oraz szyby wykonane ze szkła o dużej lub

mniejszej transmisyjności. Krzywe te przedstawione są na rys.5. Z porównania krzywych wynika, że największą sprawnością cechuje się kolektor typu *I* wyposażony w szybę wykonaną ze szkła o dużej transmisyjności. Wszystkie krzywe sprawności otrzymane dla kolektorów z absorberami selektywnymi, poza jedną otrzymaną dla kolektora typu *III*, z szybami o mniejszej transmisyjności, leżą powyżej krzywych sprawności otrzymanych dla absorbera nieselektywnego. Straty promieniowania słonecznego z powodu absorpcji i odbicia w podwójnej szybie powodują, że sprawność takiego kolektora jest mniejsza od sprawności kolektorów *I* i *II*. Obecność szczeliny powietrznej pomiędzy szybami, stanowiącej izolację termiczną od strony czołowej, nie kompensuje więc strat energii promieniowania słonecznego w dwóch szymbach wykonanych ze szkła o mniejszej transmisyjności.



Rys. 5. Sprawność kolektorów słonecznych do podgrzewania powietrza z selektywnymi absorberami w zależności od prędkości przepływu powietrza

Fig. 5. Thermal efficiency of solar air heaters with selective absorber plate as a function of air mass flow rate

W celu przeprowadzenia oceny wpływu selektywności absorbera na relacje między krzywymi sprawności wyznaczono te krzywe przyjmując emisyjność i absorpcyjność absorbera różniące się od przyjętych w punkcie 3.1. W przypadku absorbera nieselektywnego przyjęto, że jego emisyjność i absorpcyjność są sobie równe i wynoszą 0,96. Transmisyjność i absorpcyjność szyb przyjęto takie jak w punkcie 3.1. Położenie krzywych i relacje między nimi okazały się zbliżone do przedstawionych na rys.4. Największą sprawność wykazał kolektor *III*. Przy prędkości przepływu powietrza  $0,01 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ , sprawność wynosiła 0,45, a 0,68 przy prędkości  $0,06 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$  (w obu przypadkach przyjęto szyby ze szkła o dużej transmisyjności).

Krzywe sprawności obliczono również w przypadku kolektorów z absorberami selektywnymi, o większej selektywności niż w części 3.1. Przyjęto, mianowicie, emisyjność równą 0,05 oraz absorpcyjność 0,96. Największą sprawność wynoszącą 0,69 wykazywał kolektor I, przy prędkości przepływu powietrza wynoszącej  $0,01 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ , oraz 0,8, przy prędkości przepływu powietrza  $0,06 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ . Dodatkowe obliczenia przeprowadzono dla kolektora z absorberem o mniejszej selektywności, dla którego emisyjność przyjęto 0,15 oraz absorpcyjność 0,8. We wszystkich przypadkach relacje między obliczonymi krzywymi sprawności były analogiczne do relacji zachodzących między odpowiednimi krzywymi przedstawionymi na rys. 4 i 5.

Straty ciepła z kolektorów zależą m.in., od temperatury otaczającego powietrza. W celu oceny wielkości wpływu tego czynnika przeprowadzono obliczenia krzywych sprawności przy założeniu temperatury otaczającego powietrza wynoszącej  $24^\circ\text{C}$ . W obliczeniach przyjęto absorbery selektywny lub nieselektywny. Relacje pomiędzy krzywymi sprawności otrzymanymi dla absorbera nieselektywnego były zbliżone do relacji między krzywymi przedstawionymi na rys.4. Analogicznie, krzywe otrzymane w przypadku absorbera selektywnego były bardzo zbliżone do krzywych przedstawionych na rys. 5.

Współczynniki wnikania ciepła w kolektorach powietrznych obliczane są nie tylko przy użyciu wzorów podanych przez Hollandsa i Shewana [11], ale obliczane są również przy użyciu wzorów Tana i Chartersa [18]. Są to następujące zależności:

$$Nu_1 = Nu_0(1 + MD/L), \quad (45)$$

gdzie:

$$Nu_0 = 0,0182 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (46)$$

$$M = 14,3 \log N - 7,9, \quad (47)$$

oraz:

$$N = L/D \text{ jeśli } 0 < L/D \leq 60, \text{ lub } N=60, \text{ jeśli } L/D > 60.$$

Powyższe zależności odnoszą się do przepływu turbulentnego i uwzględniają obecność odcinka wejściowego w kanale kolektora. Równanie (45) wykorzystano do obliczania współczynnika wnikania ciepła z absorbera do podgrzewanego powietrza w obliczeniach krzywych sprawności. Zależność współczynnika wnikania ciepła od prędkości przepływu powietrza zdefiniowana równ. (21)-(27) różni się od zależności opisanej równ.(45). Dla małych prędkości przepływu ( $Re < 2500$ ) współczynnik wnikania ciepła określony równ. (45) jest mniejszy o ok. 10% od określonego

wzorami (21)-(27). Dla większych prędkości przepływu ( $Re > 6500$ ) współczynnik wnikania ciepła obliczony z wzoru (45) jest natomiast o ok. 10% większy od obliczonego z równań (21)-(28). Mimo różnic w wartościach współczynnika wnikania ciepła relacje między otrzymanymi krzywymi sprawności pozostają w zgodności z krzywymi przedstawionymi na rys.4 i 5.

#### 4. WNIOSKI

Obliczenia wykazały, że sprawność rozpatrywanych kolektorów powietrznych zależy głównie od selektywności absorberów. Duże znaczenie ma również budowa kolektorów, natomiast wpływ strat promieniowania w osłonach przezroczystych ma mniejsze znaczenie. Kolektor *I* wyposażony w absorber selektywny i szybę o dużej transmisyjności cechuje się największą sprawnością spośród wszystkich rozpatrywanych. Kiedy absorber w takim kolektorze zastąpiony jest przez nieselektywny, a zastosowana szyba wykonana jest ze szkła o mniejszej transmisyjności wówczas taki kolektor cechuje się najniższą sprawnością spośród wszystkich rozpatrywanych kolektorów. Spośród kolektorów z absorberami nieselektywnymi, w których zastosowano szyby ze szkła o mniejszej transmisyjności najwyższą sprawnością cechują się kolektory typu *II* lub *III*, zależnie od strumienia masy powietrza. Analiza wykazała, że w niektórych przypadkach kolektory o zróżnicowanej budowie mogą cechować się zbliżoną sprawnością, w przypadku odpowiedniego doboru właściwości absorberów i osłony przezroczystej. W takich przypadkach, jeśli wysoka sprawność kolektora nie jest konieczna, koszty produkcji, jako dodatkowe kryterium wyboru rozwiązania mogą być wzięte pod uwagę.

#### OZNACZENIA - SYMBOLS

$A$	-powierzchnia absorbera ( $A = LW$ ), $m^2$ absorber area
$c_p$	-ciepło właściwe, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ specific heat of air
$D$	-średnica hydrauliczna kanału kolektora, m equivalent diameter of flow channel
$g$	-przyspieszenie ziemskie, $m \cdot s^{-2}$ acceleration due to gravity
$H$	-wysokość kanału, m channel height
$h$	-współczynnik wnikania ciepła, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ convective heat transfer coefficient
$h_c$	-współczynnik przenikania ciepła, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ natural convection heat transfer coefficient
$h_r$	-radiacyjny współczynnik przenikania ciepła, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ radiative heat transfer coefficient
$I$	-całkowite natężenie promieniowania słonecznego, $W \cdot m^{-2}$ global incident solar radiation

---

$L$	-długość absorbera, m length of absorber
$l$	-wysokość szczeliny powietrznej, m air gap spacing
$\dot{m}$	-strumień masy powietrza, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ mass flow rate of air
$Nu$	-liczba Nusselta Nusselt number
$n$	-współczynnik załamania światła index of refraction
$Pr$	-liczba Prandtla Prandtl number
$Q$	-moc użyteczna, W useful energy gain
$Ra$	-liczba Rayleigha Rayleigh number
$Re$	-liczba Renoldsa Reynolds number
$T$	-temperatura, K (jeśli nie zdefiniowano inaczej) temperature
$U$	-współczynnik strat ciepła, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ heat loss coefficient
$V$	-prędkość wiatru, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ wind speed
$W$	-szerokość absorbera, m width of absorber
$w$	-prędkość przepływu powietrza przez kolektor, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ velocity of air in solar air heater
$y$	-oś współrzędnych zgodna z kierunkiem przepływu powietrza przez kolektor axial coordinate along the flow direction
$\alpha$	-absorpcyjność powierzchni absorbera solar absorptance
$\beta$	-kąt pochylenia kolektora do poziomu, stopień solar air heater angle of tilt ( $^{\circ}$ )
$\beta'$	-objętościowy współczynnik rozszerzalności cieplnej, 1/stopień volumetric coefficient of expansion of air (per degree)
$\gamma$	-stała constant
$\delta$	-grubość, m thickness
$\varepsilon$	-emisyjność długofalowa long-wave emittance
$\eta$	-sprawność kolektora słonecznego thermal efficiency of solar air heater
$\lambda$	-współczynnik przewodzenia ciepła, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}$ thermal conductivity,
$\mu$	-lepkość powietrza, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ air viscosity
$\rho$	-gęstość powietrza, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ air density
$\sigma$	-stała Stefana-Boltzmana, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$ Stefan-Boltzmann constant



$\tau$  -transmisyjność  
transmittance

#### INDEKSY DOLNE I GÓRNE – SUBSCRIPTS AND SUPERSSCRIPTS

1 -dotyczy szyby zewnętrznej, lub strumienia powietrza w górnym kanale kolektora  
first glass cover or airstream in upper channel

2 -dotyczy szyby wewnętrznej lub strumienia powietrza w dolnym kanale kolektora  
second glass cover or airstream in lower channel

$a$  -dotyczy otaczającego powietrza  
ambient air

$b$  -dotyczy dolnej ściany kolektora  
bottom plate

$c$  -dotyczy szyby lub konwekcji  
glass cover, convection

$df$  -dotyczy równoczesnego przepływu powietrza pod i pod absorberem  
double flow

$f$  -dotyczy podgrzewanego powietrza  
heated air

$g$  -dotyczy szkła  
glass

$i$  -dotyczy wlotu powietrza do kolektora  
inlet

$o$  -dotyczy wylotu powietrza z kolektora  
outlet

$p$  -dotyczy absorbera, górnej powierzchni absorbera  
absorber plate, upperside of absorber plate

$pd$  -dotyczy dolnej powierzchni absorbera  
underside of absorber plate

$r$  -dotyczy wymiany ciepła przez promieniowanie  
radiation

$sf$  -dotyczy przepływu powietrza pod absorberem  
single flow

$w$  -dotyczy wiatru  
wind

#### PIŚMIENNICTWO CYTOWANE – REFERENCES

- [1] MATRAWY K.K., *Theoretical analysis for an air heater with a box-type absorber.*, Solar Energy, 1998, 63, 191.
- [2] PARKER B.F., LINDLEY M.R., COLLIVER D.G., MURPHY W.E., *Thermal performance of three solar air heaters*, Solar Energy, 1993, 51, 467.

- [3] NORTON B., *Solar energy thermal technology*, Springer-Verlag Ltd, London, 1992.
- [4] YEH H.-M., HO CH.-D., HOU J.-Z., *The improvement of collector efficiency in solar air heaters by simultaneously air flow over and under the absorbing plate*, Energy, 1999, 24, 857.
- [5] VERMA S.K., PRASAD B.N., *Investigation for the optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters*, Renewable Energy, 2000, 20, 19.
- [6] SAHU M.M., BHAGORIA J.L., *Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater*, Renewable Energy, 2005, 30, 2057.
- [7] METWALLY M.N., ABOU-ZIYAN, H.Z., EL-LEATHY A.M., *Performance of advanced corrugated-duct solar air collector with five conventional designs*, Renewable Energy, 1997, 10, 519.
- [8] PIAO Y., HAUPTMANN E.G. AND IQUBAL M., *Forced convective heat transfer in cross corrugated solar air heaters*, Trans. ASME, J. Sol. Energy Engng, 1994, 116, 212.
- [9] MOHAMAD A.A., *High efficiency solar air heater*, Solar Energy, 1997, 60, 71.
- [10] ITAYA Y., ADACHI K., MIZUNO M., HASATANI M., *Heat transfer and heat storage characteristics of optically semitransparent-material packed-bed solar air heater*, J. Chem. Engng Japan, 1989, 22, 11.
- [11] HOLLANDS K.G.T., SHEWAN E.C., *Optimization of flow passage geometry for air-heating, plate-type solar collectors*, Trans. ASME, J. Sol. Energy Engng, 1981, 103, 323.
- [12] WATMUFF J.H., CHARTERS W.W.S., PROCTOR D., *Solar and wind induced external coefficients for solar collectors*, COMPLES, 1977, 2, 56.
- [13] BUCHBERG H., CATTON I., EDWARDS D.K., *Natural convection in enclosed spaces - A review of application to solar energy collection*, Trans. ASME, J. Heat Transfer, 1976, 98, 182.
- [14] SWINBANK W.C., *Radiation convection and conduction coefficients in solar collectors*, Quarterly J. Royal Meteo. Soc., 1963, 89, 339.
- [15] SMOLEC W., *Fototermiczna konwersja energii słonecznej*, Wyd. Naukowe PWN, Warszawa, 2000
- [16] RUBIN M., *Optical properties of soda lime silica glasses*, Sol. Energy Mater., 1985, 12, 275.
- [16] DUFFIE J.A., BECKMAN W.A., *Solar engineering of thermal processes*, Wiley, New York, 1991.
- [18] TAN H.M., CHARTERS W.W.S., *Effect of thermal entrance region on turbulent forced convective heat transfer for an asymmetrically heated rectangular duct with uniform heat flux*, Sol. Energy, 1969, 12, 513.

WŁODZIMIERZ SMOLEC, MIECZYSLAW JAROSZYŃSKI, BOŻENA JANUS

#### EFFECT OF ABSORBER AND GLAZING PROPERTIES ON THERMAL EFFICIENCY OF PLATE-TYPE SOLAR AIR HEATERS

Effects of properties of absorber plate and glazing on thermal efficiency of three plate-type solar air heaters were theoretically investigated with steady state models. The considered solar air heaters were as follows: back pass covered single flow air heater, suspended plate double flow air heater covered with a single glazing and suspended plate double flow air heater covered with double glazing. The models were initially applied to solar air heaters with nonselective absorbers to calculate thermal efficiency vs. air mass flow rate. The models were validated by comparing relationships between obtained thermal efficiency curves with data reported in the literature. Application of the models was then broadened by including into consideration solar air heaters with selective absorber plates. The efficiency curves for air heaters with nonselective or selective absorber plates as well as high or lower transmittance glazing, taking into account all possible combinations, were calculated and analysed.

Relationships between the efficiency curves inform about effects of the properties of the absorber plate and of the glazing on the thermal efficiency of the investigated solar air heaters. It was

found that the efficiency of the solar air heaters was mostly determined by the selectivity of employed absorber plates and by the construction of the air heaters. The effect of solar radiation losses in the glazing due to absorption and reflection on the efficiency was less important. Back pass air flow heater with selective absorber and high transmittance glazing is the most effective of all considered air heaters. If the selective absorber is replaced by nonselective one and high transmittance glazing is replaced by low transmittance one, the obtained efficiency is the worst of all considered cases. The double pass double glazing solar air heater with nonselective absorber operates at the best efficiency of all solar air heaters equipped with nonselective absorbers provided that high transmittance glazing is used. The most effective solar air heaters with nonselective absorber plates and lower transmittance glazing are types *II* and *III* air heaters, depending on the air mass flow rate.

The analysis revealed that in some cases similar efficiency of the solar air heaters of different construction can be obtained by using absorber plate and glazing with properly chosen optical and radiative properties. For these cases, if the best efficiency is not needed, the cost of production as an additional factor can be taken into account in order to choose most suitable type of the air heater.

In frames of the error analysis an influence of several most important factors on the efficiency curves was investigated. The factors were as follows: selectivity of the absorber plates, convection heat transfer coefficient and ambient air temperature. The error analysis revealed that assumption of the values of the aforementioned variables from broad ranges does not change relationships between the obtained efficiency curves nor resulting conclusions.