

Paweł Neuberger^{}, Daniel Adamovsky^{**}, Kazimierz Rutkowski^{***}*

^{}Wydział Techniczny*

Czeski Uniwersytet Rolniczy w Pradze,

*^{**}Wydział Budowlany*

Czeska Wyższa Szkoła Techniczna (Politechnika Czeska) w Pradze,

*^{***}Wydział Agrotechnologii*

Akademia Rolnicza Kraków

EGZERGIA CIEPLNYCH STRUMIENI WYMIENNIKÓW REKUPERATOROWYCH. CZĘŚĆ I. TEORIA

Streszczenie

W artykule przedstawiono analizę teoretyczną nieodwracalnych przemian termodynamicznych, strat egzergii oraz sprawności termicznej i egzergetycznej w wymiennikach: płytowym i grawitacyjnym typu powietrze – powietrze. W oparciu o znane prawa termodynamiki procesów nieodwracalnych oraz bilans egzergetyczny wyprowadzono zależności, pozwalające na określenie wpływu temperatur wejścia na analizowane wielkości.

Słowa kluczowe: powietrze, wymiennik ciepła, anergia, egzergia, energia

Wstęp

Pojęcie egzergia określa wykorzystanie energii i stanowi istotną wielkość przy ocenie efektywności przemiany energii w termodynamicznych układach. Za pomocą egzergii i sprawności egzergetycznej można porównywać różne strumienie ciepłe dla takiego samego poziomu odniesienia oraz zdefiniować, wykorzystując pomiar egzergii, różne formy przemian egzergii na mniej korzystną energię, anergie.

Ocena procesów cieplnych, zachodzących w szczególności w wymiennikach ciepła, za pomocą prezentowanych metod posiada dosyć dużą wagę. Sposób oceny umożliwia projektowanie technologiczne i konstrukcyjne wymienników zmierzające do rozwiązań z minimalną transformacją egzergii, a tym samym z wysoką sprawnością.

Wysoka cena nośników energetycznych oraz wymagania ochrony środowiska zmuszają do poszukiwania nowych rozwiązań technologicznych oraz poprawnej ich oceny. W produkcji roślinnej, zwierzęcej a w szczególności przemyśle rolno spożywczym coraz częściej sięga się po nową generację wymienników cieplnych wysokiej sprawności dostosowanej do określonych warunków i umożliwiających optymalne wykorzystanie ciepła.

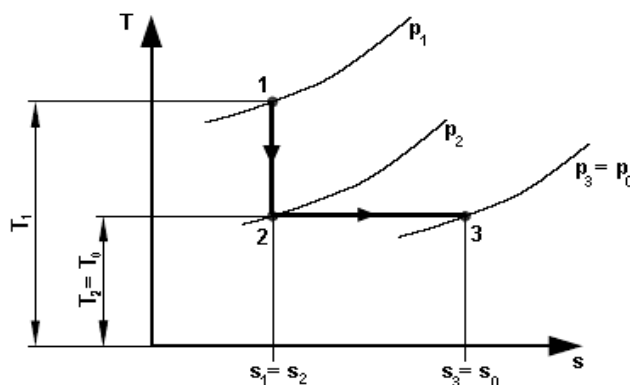
Współczesne prace badawcze, obejmujące teoretyczne podstawy oceny energetycznych systemów za pomocą egzergicznych strumieni cieplnych, to prace Bejana [1996] i Bejana [2002]. Wymienieni autorzy i wiele innych definiują przy ocenie procesów cieplnych w wymiennikach przyrost zmiany entropii, powodowany różnicą temperatur i ciśnienia. W rozwiązaniach wymienników powietrze - powietrze zmiana entropii, powodowana różnicą ciśnień, jest zaniedbywana [Seculic 1990; Seculic, Baclic 1987]. Wprowadzenie takiego warunku pozwala łatwiej definiować optymalny przebieg procesów cieplnych.

Zagadnieniami zachodzącymi przy generowaniu entropii w rurze cieplnej (dalej użyto pojęcia grawitacyjna rura cieplna) zajmuje się wielu naukowców [Khalkhali, Faghri, Zuo 1996]. Autorzy stwierdzają, że przy optymalizacji procesów zachodzących w rurze cieplnej brane są pod uwagę tylko trzy podstawowe kryteria optymalizacyjne. Pierwszym z nich jest różnica temperatur między przestrzenią parowania i kondensacji w rurze cieplnej, drugim jest obniżenie temperatury pary medium roboczego podczas transportu między dwoma końcami rury, zaś trzecim jest wpływ tarcia związany ze strumieniem pary i kondensatu. Na podstawie pierwszego i drugiego kryterium w pracy zdefiniowano optymalną temperaturę środowiska w części rury, w której przebiega proces kondensacji oraz określono wymagania minimalnego współczynnika ciepła w części rury, w której następuje transport ciepła. Z trzeciego kryterium, obejmującego ciepło tarcia medium roboczego w rurze, wynika, że należy dążyć do poszukiwania minimalnej długości części rury, w której następuje odparowanie oraz maksymalnej średnicy przestrzeni ściekania kondensatu.

Celem opracowania jest analiza wpływu temperatury powietrza na egzergiczną sprawność, określenie strumieni egzergii oraz zależności między egzergiczną a termiczną sprawnością w badanych typach wymienników.

Analiza teoretyczna

Egzergię strumienia masy 1kg gazu, przy przejściu przez otwarty termodynamiczny układ, można określić według izentropowo-izotermicznej przemiany przedstawionej na rys. 1.

Rys. 1. *Adiabatyczne i izotermiczne rozprężanie gazu*Fig. 1. *Adiabatic and isothermal gas decompression*

Gaz rozpręża się od stanu początkowego, określonego ciśnieniem p_1 oraz temperaturą T_1 do stanu określonego przez warunki otoczenia - ciśnieniem p_0 oraz temperaturą T_0 . W początkowej w fazie przemiany adiabatycznej podczas rozprężania obniża się temperatura do $T_2 = T_0$ zaś ciśnienie $p_2 > p_0$. W następnym odwracalnym izotermicznym rozprężaniu, przy równoczesnym ogrzewaniu (przyrost entropii), spada ciśnienie gazu do $p_3 = p_0$.

Maksymalnie wykorzystana ilość energii, czyli egzergia jest w tym przypadku równa pracy technicznej $a_{t1,3}$, wykonanej między stanem początkowym 1, a końcowym 3. Z I zasady termodynamiki wynika:

$$da_t = dq - dh \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (1)$$

gdzie:

da_t – zmiana jednostkowej pracy technicznej $[\text{Jkg}^{-1}]$,

dq – strumień jednostkowego ciepła $[\text{Jkg}^{-1}]$,

dh – zmiana strumienia jednostkowej entalpii $[\text{Jkg}^{-1}]$.

Całkując równanie (1) otrzymamy:

$$a_{t1,3} = q_{1,3} - (h_3 - h_1) = h_1 - h_3 + q_{1,3} \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (2)$$

Podczas adiabatycznej przemiany rozprężania 1-2 $dq=0$, strumień przekazywanego ciepła można opisać następującym równaniem:

$$q_{1,3} = q_{2,3} = T_0(s_3 - s_2) = -T_0(s_2 - s_3) \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (3)$$

Podstawiając do równania (2), otrzymamy:

$$a_{1,3} = h_1 - h_3 - T_0(s_2 - s_3) \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (4)$$

Tak obliczona maksymalna wartość pracy technicznej $a_{1,3}$, odpowiadająca odwracalnemu procesowi zachodzącemu między stanem gazu określonym warunkami $h_1=h$ i $s_1=s$ a istniejącym stanem otoczenia $h_3=h_0$ i $s_3=s_0$, przedstawia największą zdolność materiału do wykonania pracy czyli egzergię e_x :

$$e_x = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (5)$$

Niewykorzystana jednostkowa energia, czyli anergia a_n , jest równa h_0 przy T_0 , natomiast strumień ciepła przekazywanego przy T_0 wynosi:

$$a_n = h_0 + T_0(s - s_0) \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (6)$$

Z równań (5) i (6) wynika, że wielkości egzergii i anergii są komplementarne przy spełnieniu warunków $e_x + a_n = h$. Zmiana jednostkowej egzergii strumienia masy podczas dowolnego procesu przebiega według równania (5):

$$de_x = dh - T_0 ds \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (7)$$

Przy izobarycznym przekazywaniu ciepła w wymienniku, jednostkowa zmiana entalpii dh równa jest strumieniowi przekazanego ciepła dq . Zmiana jednostkowej entropii w procesie odwrrotnym wynosi $ds=dqT^{-1}$. Z przedstawionych rozważań wynika, że równanie (7) można przedstawić w postaci:

$$de_x = dq - T_0 \frac{dq}{T} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dq \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (8)$$

Równanie (6) przyjmie następującą postać:

$$da_n = \frac{T_0}{T} dq \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (9)$$

W wymienniku, podczas wymiany ciepła między ochładzanym powietrzem i a ogrzewanym powietrzem e , przekazywany jest strumień ciepła dq opisany równaniem (8) i strumień egzergii d_i - zależnością (10). Natomiast ogrzewane powietrze e uzyskuje jedynie strumień egzergii dE_e według równania (11):

$$de_i = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) dq \quad [\text{W}] \quad (10)$$

$$de_e = \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) dq \quad [\text{W}] \quad (11)$$

W równaniach (10) i (11) przyjęto oznaczenia:

T_e – temperatura ogrzewanego powietrza e [K];

T_i – temperatura ochładzanego powietrza i [K];

Egzergię traconego strumienia ciepła dE można wyrazić równaniem:

$$dE = dE_i - dE_e = T_0 dQ \left(\frac{T_i - T_e}{T_i T_e} \right) \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (12)$$

Bilans egzergii strumieni cieplnych wymiennika można opisać następującym wzorem:

$$E_{i1} + E_{e1} = E_{i2} + E_{e2} + \Delta E \quad [\text{Jkg}^{-1}] \quad (13)$$

W równaniu (13) przyjęto następujące oznaczenia:

E_{i1} – egzergia strumienia ciepła na wejściu w ochładzanym powietrzu [W],

E_{e1} – egzergia strumienia ciepła na wejściu w ogrzewanym powietrzu [W],

E_{i2} – egzergia strumienia ciepła na wyjściu w ochładzanym powietrzu [W],

E_{e2} – egzergia strumienia ciepła na wyjściu w ogrzewanym powietrzu [W],

ΔE – egzergia strumienia ciepła strat [W].

Po scałkowaniu równań (10) i (11) egzergię poszczególnych strumieni ciepła powietrza o temperaturze T obliczono według następującej zależności:

$$E = \frac{V \cdot \rho}{(1+x)} (h - h_{el}) \cdot \left(1 - \frac{T_{el}}{T}\right) \quad [\text{W}] \quad (14)$$

gdzie:

V – objętościowy strumień powietrza [m^3s^{-1}],

ρ – gęstość powietrza [kgm^{-3}],

x – stopień zawilżenia powietrza [$\text{kgkg}^{-1}_{\text{s.v.}}$],

h – jednostkowa entalpia powietrza [$\text{Jkg}^{-1}_{\text{s.v.}}$].

Z równania (14) wynika, że egzergia strumienia ciepła na wejściu ogrzewanego powietrza $E_{e1} = 0$, dlatego, że $T = T_{el}$.

Przy ocenie wymiennika, według egzergii strumieni ciepłych, przyjęto [Adamovský R. 2004; Adamovský D. 2005], że:

- egzergetyczna sprawność przekazywania ciepła z ochładzanego do ogrzewanego powietrza $\eta_{ex,p}$ jest równa:

$$\eta_{ex,p} = \frac{E_{e2} - E_{e1}}{E_{i1} - E_{i2}} \quad [-] \quad (15)$$

- egzergetyczna sprawność wykorzystania ciepła z ochładzanego powietrza $\eta_{ex,i}$ wynosi:

$$\eta_{ex,i} = \frac{E_{i1} - E_{i2}}{E_{i1}} = 1 - \frac{E_{i2}}{E_{i1}} \quad [-] \quad (16)$$

- całkowitą egzergetyczną sprawność $\eta_{ex,c}$ określa wzór:

$$\eta_{ex,c} = \eta_{ex,p} \cdot \eta_{ex,i} = \frac{E_{e2} - E_{e1}}{E_{i1}} \quad [-] \quad (17)$$

- sprawność cieplną wymiennika η_t , przy określonym stosunku strumieni objętościowych $\kappa = V_i V_e^{-1} = 1$ wyraża równanie:

$$\eta_t = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \quad [-] \quad (18)$$

- energię strumienia strat ΔE obliczono z równania (13).

Podsumowanie

Prezentowana teoria umożliwia określenie wielkości poszczególnych sprawności co pozwala na ocenę różnego typu wymienników. Egzergetyczna analiza nieodwracalnych przemian termodynamicznych oraz poszczególnych procesów ciepłych winna stanowić bazę danych przy doborze parametrów technicznych wymienników oraz optymalizacji procesu. Należy pamiętać, że celem optymalizacji nie jest całkowita eliminacja strat egzergii, ale zmniejszenie jej strat ekonomicznie uzasadnionych.

Bibliografia

Adamovský R., Adamovský D., Herák D. 2004. Exergy of heat flows of the air-to-air plate heat exchanger. Res. Agr. Eng. , 2004, 50, (4), 130-135. ISSN 1212-9151.

Adamovský D., Neuberger P., Herák D., Adamovský R. 2005. Exergy of heat in consisting of gravity heat pipes. Res. Agr. Eng. , 2005, 51, (3), 73-78. ISSN 1212- 9151.

<http://www.exergy.se/exergetics.pdf>

Bejan A. 1996. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite time processes. Journal of Applied Physics, 79, (3): 1191-1218.

Bejan A. 2002. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. International Journal of Energy Research, no 26, p. 545-565.

Khalkhali H., Faghri A., Zuo Z. 1996. Entropy generation in heat pipe system. Thermal Science of Advanced Steam Generator/Heat Exchangers ASME, 19, 15-21.

Sekulic D.P. 1990. The second law quality of energy transformation in a heat exchanger. Journal of Heat Transfer. 112: 295-300.

Sekulic D.P., Baclic B.S. 1987. The four E's of a Heat Exchanger. Second Law Analysis of Thermal Systems, ASME, New York, p.39-42.

EGZERGY OF THERMAL STREAMS IN RECUPERATOR EXCHANGERS. PART I. THEORY

Summary

The paper presents theoretical analysis of irreversible thermodynamic processes, egzergy losses, and thermal and egzergetic efficiency in the following exchangers: plate-type and gravitational air – air type. Known laws of irreversible processes thermodynamics and egzergetic balance allowed to derive relations, which make it possible to determine the effect of input temperatures on analysed quantities.

Key words: air, heat exchanger, anergy, egzergy, energy