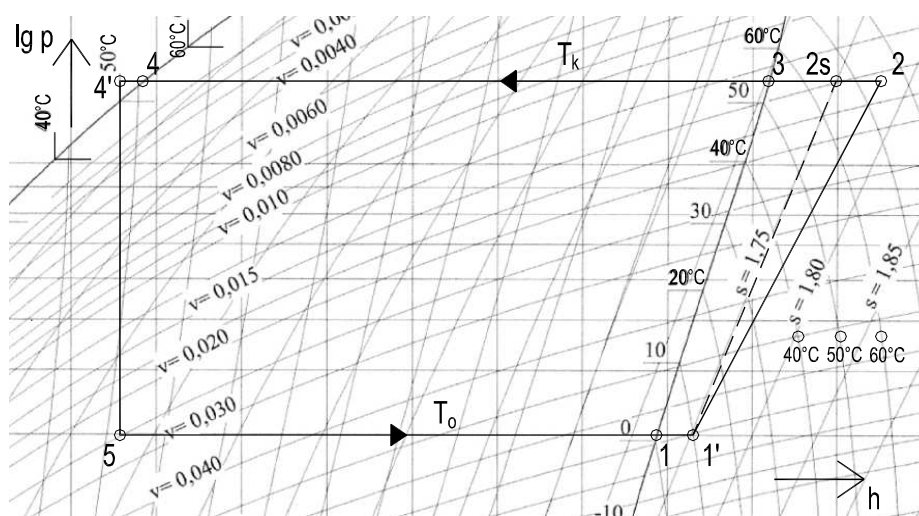


ANALIZA ZMIAN ENTROPII W OBIEGACH SPRĘŻARKOWYCH POMP CIEPŁA

© Pisarev V., Sałaciński B., 2007

The paper contains an analysis of compressor heat pumps cycles. From the point of view of enthalpy changes in a refrigerant compression process and heat exchange between refrigerant and heat carrier, an influence of inserting a second condenser in the cycle was examined.

Wprowadzenie. Pompa ciepła jest urządzeniem, które zamienia nie przydatne do bezpośredniego użycia ciepło zawarte w gruncie, wodzie czy też powietrzu na takie, które może być wykorzystane dla celów praktycznych tj. w instalacjach C.O, ogrzewania powietrza wentylacyjnego lub przygotowania C.W.U. Głównymi elementami wchodzącymi w skład sprężarkowej pompy ciepła są: parownik, sprężarka, skraplacz i zawór rozprężny. Urządzenie działa na zasadzie lewobieżnego obiegu Lindego, którego teoretyczny przebieg przedstawiony został na rys.1.



Rys.1. Przykład przebiegu obiegów sprężarkowych pomp ciepła z wykorzystaniem czynnika chłodniczego R134a w zakresie wysokich temperatur skraplania (1-1'-2s(2)-3-4-4'-5-1); proces 1'-2 – proces sprężania pary czynnika chłodniczego w sprężarce rzeczywistej

Miarą efektywności pracy sprężarkowych pomp ciepła jest współczynnik efektywności cieplnej ε . Dla obiegu teoretycznego współczynnik ε_S obliczany jest z poniższego wzoru [1]:

$$\varepsilon_S = \frac{h_{2s} - h_{4'}}{h_{2s} - h_1}, \quad (1)$$

gdzie indeksy umieszczone przy wielkościach entalpii (h) i temperatur (T) we wszystkich wzorach odpowiadają punktom przedstawionym na rys.1.

Liczona w powyższy sposób wartość współczynnika ε jest poprawna tylko dla obiegów teoretycznych, nie uwzględnia bowiem między innymi strat występujących w sprężarce, własności czynnika chłodniczego oraz warunków pracy tj. ciśnienia, temperatury, itp. W konsekwencji, w obiegu rzeczywistym następuje przyrost entropii [1], co wpływa na spadek współczynnika wydajności cieplnej

pompy ciepła. Na rys.1 przedstawiony został przykładowy, zbliżony do rzeczywistego proces sprężania czynnika chłodniczego w sprężarce pompy ciepła (proces sprężania 1'-2). Punkt 2 reprezentuje tu rzeczywiste parametry pary po opuszczeniu sprężarki. Dokładne określenie parametrów punktu 2 nie jest proste i zależy od kilku czynników min. rodzaju sprężarki. W literaturze [2] można jednak spotkać się z wynikającym z eksploatacji pomp ciepła założeniem dzięki, któremu da się go w przybliżeniu wyznaczyć, co jest pomocne w przypadku analizy obiegów sprężarkowych pomp ciepła. Mówi ono, iż w większości rzeczywistych przypadków efektywność działania sprężarki może być przyjęta na poziomie 70 % co można zapisać w następującej postaci:

$$\frac{h_{2s} - h_{1'}}{h_2 - h_{1'}} \approx 0,7 \quad (2)$$

Wówczas współczynnik ε (dla obiegu rzeczywistego) równy jest:

$$\varepsilon = \frac{h_2 - h_{4'}}{h_2 - h_{1'}} \quad (3)$$

W pompach ciepła przyrost entropii występuje również, w wyniku nieodwracalności procesów wymiany energii pomiędzy czynnikiem chłodniczym a medium w skraplaczu i parowaczu. Zgodnie z definicją II zasady termodynamiki, dla skraplacza można go opisać jako [3]:

$$ds = \frac{dq}{dT} = \frac{q_{2-4'}}{T_{II}} - \frac{q_{2-4'}}{T_I} = \frac{T_I - T_{II}}{T_I * T_{II}} * q_{2-4'} = \frac{T_I - T_{II}}{T_I * T_{II}} * (h_2 - h_{4'}), \quad (4)$$

gdzie ds – zmiana entropii kJ/kgK, T_I – średnia temperatura czynnika chłodniczego w procesie 2-4' K, T_{II} – średnia temperatura medium przejmującego ciepło w całym procesie 2-4' K.

Konsekwencją założenia, dotyczącego przyrostu entropii w sprężarce, opisanego przez równanie (2) jest uzależnienie współczynnika efektywności cieplnej pompy ciepła ε od parametrów punktów 1' oraz 2. Ponadto w skraplaczu, zgodnie z II zasadą termodynamiki, rzeczywisty przyrost entropii uzależniony jest zarówno od różnicy temperatur $\Delta T = T_I - T_{II}$ czynnika chłodniczego i nośnika ciepła jak i od ilości ciepła $q_{2-4'}$ a więc również od parametrów punktu 2. Tym samym widać, iż procesy zachodzące w obiegu sprężarkowej pompy ciepła są ze sobą ściśle związane. Można zatem założyć, iż odpowiedni dobór parametrów oraz konstrukcji np. skraplacza pozwoli zoptymalizować pracę urządzenia tzn. uzyskać jak najlepsze efekty jak najmniejszym kosztem strat energii.

Celem niniejszej analizy obiegów termodynamicznych sprężarkowych pomp ciepła jest określenie reżimów pracy, przy których będą one charakteryzować się jak najlepszymi efektami energetycznymi. W poniższych analizach wzięto pod uwagę warunki przebiegu cyklu wymiany ciepła w samym skraplaczu oraz wspólnie, w skraplaczu i sprężarce. Z uwagi na zmieniający się w zależności od poszczególnych przypadków udział ciepła przegrzania (q_{2s-3} i q_{2-3}) i skraplania ($q_{3-4'}$) w całkowitym procesie wymiany ciepła, rozpatrzono również wpływ zastosowania jednego i dwóch skraplaczy na efektywność pracy urządzenia. Analiza nieodwracalności obiegów wykonywana była dla czynnika chłodniczego R134a, krążącego w obiegu pompy.

Analiza obiegów pomp ciepła przy zastosowaniu jednego skraplacza. Posługując się wykresem czynnika chłodniczego R134a [4] oraz opierając na równaniu (2) dla obydwu przypadków przedstawionych na rys.1 (obieg a – 1-1'-2s-3-4-4'-5-1, obieg b – 1-1'-2-3-4-4'-5-1), przy założeniu tych samych wartości temperatur odparowania czynnika $T_o = -10$ [°C] i zakresu jego skraplania $T_k = 45 \div 55$ [°C], określono jednostkowe wielkości ciepła skraplania i przechłodzenia ($q_{3-4'}$) oraz przegrzania (q_{2s-3} – obieg a, q_{2-3} – obieg b) uzyskiwane w procesie pracy pompy ciepła. Wartości zestawiono w tab.1.

Tabela 1

Wartości ciepła skraplania oraz ciepła przegrzania w analizowanych obiegach

T_k [°C]	45	47	50	52	55
obieg a – q_{2s-3} [kJ/kg] [4]	12,62	12,89	13,33	13,63	14,11
obieg b – q_{2-3} [kJ/kg] przy założeniu (2)	28,62	29,37	30,51	31,27	32,43
obieg a i b – $q_{3-4'}$ [kJ/kg] [4]	161,24	159,05	155,07	153,35	149,76

Jak widać w obiegu b mamy do dyspozycji większą ilość jednostkowej energii wysokotemperaturowej niż w obiegu a ($q_{2-3} > q_{2s-3}$). Jest to spowodowane przyrostem entropii podczas sprężania pary czynnika chłodniczego czego konsekwencją jest zmiana położenia punktu zakończenia procesu z 2s na 2 (rys.1). Negatywnym aspektem zwiększonej pracy sprężarki jest natomiast spadek wartości współczynnika efektywności pompy ciepła ε wraz ze wzrostem temperatury T_k [1,2], ($\varepsilon_b < \varepsilon_s$, rys.2).

W obiegach a i b przeanalizowano również wpływ średniej temperatury medium ochładzającego skraplacz T_{II} na zmiany entropii występujące w procesie wymiany ciepła pomiędzy nim a czynnikiem chłodniczym. Obiegi rozpatrywano dla temperatur skraplania czynnika z zakresu $T_k = 45 \div 55$ [°C]. Przyjęto, iż średnia temperatura wody ochładzającej skraplacz T_{II} wynosi kolejno (dla obydwu obiegów):

$$1) T_{II} = \frac{T_{ws} + T_{os}}{2} = 40 \text{ } ^\circ\text{C} = 313 \text{ K} - \text{niezależnie od wzrostu } T_k, T_{II} = \text{const} \quad (5)$$

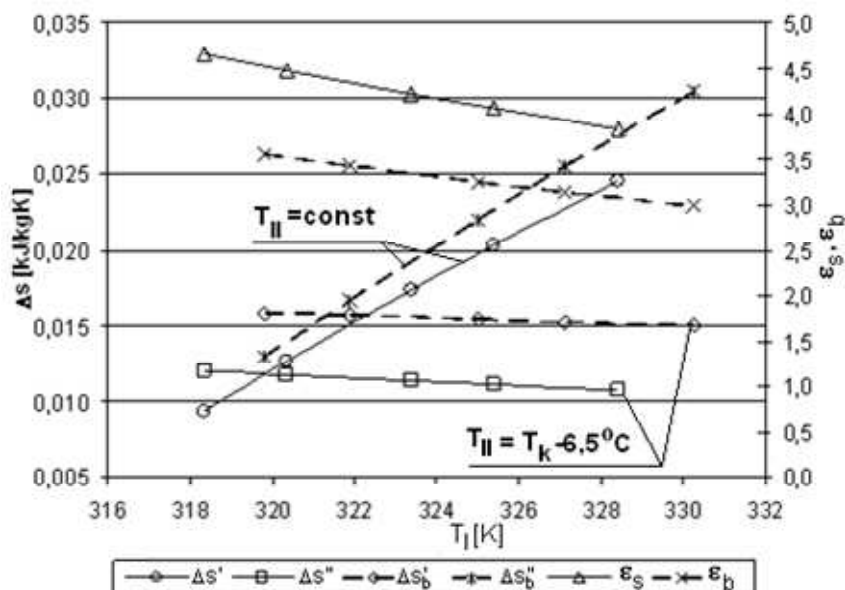
gdzie: T_{ws} – temperatura wody wpływającej do skraplacza K, T_{os} – temperatura wody opuszczającej skraplacz K,

$$2) T_{II} = T_k - (5 \div 8 \text{ } ^\circ\text{C}) \text{ K} - \text{wartość obliczeniowa rośnie wraz z temperaturami } T_k. \quad (6)$$

Zmiana entropii w procesie wymiany ciepła w skraplaczu wyznaczona została ze wzoru (4). Wartość występującej w nim średniej temperatury czynnika chłodniczego T_I określić można na podstawie poniższego wzoru [3] (dla obiegu b obowiązują wielkości bez indeksu s):

$$T_I = \frac{T_k + T_{4'}}{2} * \frac{h_4 - h_{4'}}{h_{2s} - h_{4'}} + T_k * \frac{h_3 - h_4}{h_{2s} - h_{4'}} + \frac{T_{2s} + T_3}{2} * \frac{h_{2s} - h_3}{h_{2s} - h_{4'}} \quad [K] \quad (7)$$

Otrzymane wyniki przedstawiono na wykresach (rys.2).



Rys.2. Zależności zmiany entropii i współczynników ε_s (obieg a), ε_b (obieg b), podczas wymiany ciepła w skraplaczu dla analizowanych obiegów, $\Delta s'$ – zmiana entropii dla przypadku $\Delta T = T_I - T_{II} \neq \text{const}$., $\Delta s''$ – zmiana entropii dla przypadku $\Delta T = T_I - T_{II} \approx \text{const}$

Powyższe wykresy wskazują, iż niezależnie od obiegu różnica średnich temperatur pomiędzy czynnikiem chłodniczym a wodą ochładzającą skraplacz ($\Delta T = T_I - T_{II}$) ma istotny wpływ na zmianę entropii w procesie przekazywania ciepła [3]. Korzystniejszym z energetycznego punktu widzenia przypadkiem okazuje się być wariant, w którym temperatura medium odbierającego ciepło, T_{II} jest dostosowywana każdorazowo do temperatury skraplania czynnika T_k (linie $T_{II} = T_k - 6,5$ °C, rys.2). Stosowanie pomp ciepła z jednym skraplaczem niesie jednak ze sobą pewne ograniczenia dotyczące regulowania różnic temperatur czynnika chłodniczego i nośnika ciepła. Wartość drugiej wielkości jest bowiem uzależniana od temperatury skraplania T_k uzyskiwanej w skraplaczu [3]. W powyższej analizie jest to widoczne w drugim ze sposobów określania temperatury T_{II} liczonej jako $T_{II} = T_k - 6,5$ °C. Można to zapisać w postaci $T_{II} = f(T_k)$.

gdzie q_{3-4} – jednostkowa ilość ciepła skraplania i przechłodzenia czynnika chłodniczego kJ/kg, k – współczynnik przenikania ciepła skraplacza kW/m²K, ΔT_{\log} – logarytmiczna różnica temperatur czynnika chłodniczego i wody w skraplaczu 1 °C,

obliczono wielkość F_{s1}^* [m²*s/kg] określającą wymaganą powierzchnię wymiany ciepła przypadającą na jednostkowy strumień masy czynnika chłodniczego R134a ($m_{R134a}=1$ kg/s) w skraplaczu 1 (tab.2). Wielkość współczynnika przenikania ciepła skraplacza przyjęto równą $k=0,515$ [kW/m²K]. Dla poszczególnych temperatur T_k obliczono również przypadający na wielkość m_{R134a} maksymalny strumień masy wody m_{s1} (tab.2) który może zostać ogrzany przy rozpatrywanych warunkach (temperatury, rodzaj czynnika chłodniczego) w skraplaczu 1 podczas jednego cyklu:

$$m_{s1} = \frac{q_{3-4} * m_{R134a}}{c_{p_woda} * (T_{wc} - T_{wz})} \text{ [kg/s]}, \quad (9)$$

gdzie q_{3-4} – jednostkowa ilość ciepła skraplania i przechłodzenia czynnika chłodniczego kJ/kg, $m_{R134a}=1$ kg/s – strumień masy czynnika chłodniczego, c_{p_woda} – ciepło właściwe wody kJ/kgK, T_{wc} – temperatura wody po opuszczeniu skraplacza 1°C, T_{wz} – temperatura wody przed skraplaczem 1°C.

Tabela 2

Wielkości maksymalnych strumieni masy wody m_{s1} oraz powierzchni wymiany ciepła F_{s1}^* skraplacza 1 przypadające na jednostkowy strumień masy czynnika chłodniczego ($m_{R134a}=1$ kg/s) dla przykładowych wartości temperaturowych obiegu b* (rys.3)

$T_3=T_k$ [°C]	45	47	50	52	55
T_4 [°C]	42	44	47	49	52
T_{wz} [°C]	32	34	37	39	42
T_{wc} [°C]	42	44	47	49	52
ΔT_{\log} [°C]	5,81				
q_{3-4} [kJ/kg] [4]	161,24	159,05	155,67	153,35	149,76
F_{s1}^* [m ² *s/kg] (9)	54	53	52	51	50
m_{s1} [kg/s] (10)	3,85	3,80	3,72	3,66	3,57

Z powyższych wartości wynika np., iż do pobrania ze skraplacza 1 energii równej $Q_{s1}=5$ [kW] przy temperaturze skraplania $T_k=45$ [°C] i założonych wartościach T_{wc} i T_{wz} , potrzeba $m_{R134a}=Q_{s1}/q_{3-4}=5/161,24=0,031$ [kg/s] czynnika chłodniczego a zatem około $F_{s1}=m_{R134a}*F_{s1}^*=0,093*54=1,68$ [m²] powierzchni wymiennika (bez wprowadzenia intensyfikacji wymiany ciepła, dzięki której wielkość F_{s1} uległaby dodatkowemu zmniejszeniu) i strumienia masy wody równego w przybliżeniu $m_{woda_s1}=m_{R134a}*m_{s1}=0,031*3,85=0,12$ [kg/s]. Analogiczne do powyższych obliczenia przeprowadzono również dla skraplacza 2. Wyniki zestawiono w tab.3.

Tabela 3

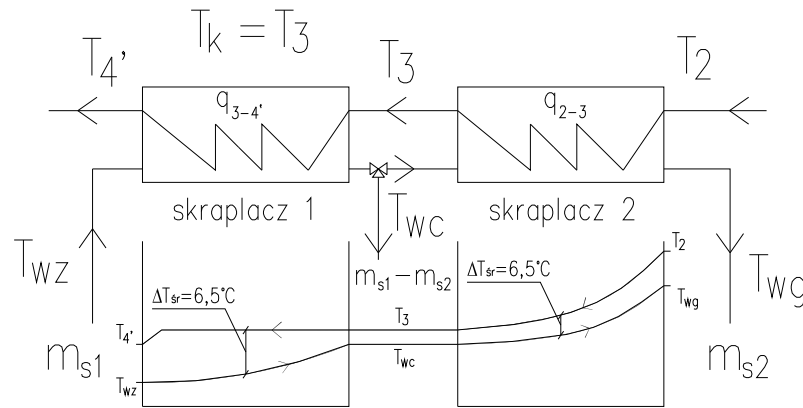
Wielkości maksymalnych strumieni masy wody m_{s2} oraz powierzchni wymiany ciepła F_{s2}^* skraplacza 2 przypadające na jednostkowy strumień masy czynnika chłodniczego ($m_{R134a}=1$ kg/s) dla przykładowych wartości temperaturowych obiegu b* (rys.3)

$T_3=T_k$ [°C]	45	47	50	52	55
T_2 [°C] [5]	69,46	71,8	75,27	77,57	81
T_{wc} [°C] (tab.1)	42	44	47	49	52
T_{wg} [°C]	62	64	67	69	72
ΔT_{\log} [°C]	4,90	5,02	5,20	5,31	5,46
q_{2-3} [kJ/kg] tab.1	28,62	29,37	30,51	31,27	32,43
F_{s2}^* [m ² *s/kg] (9)	11,35	11,35	11,40	11,44	11,53
m_{s2} [kg/s] (11)	0,34	0,35	0,36	0,37	0,39

Opierając się na danych z tab.3 oraz wcześniejszych przykładowych obliczeniach, dotyczących skraplacza 1, określających wartości m_{R134a} , F_{s1} , m_{woda_s1} dla $T_k=45$ [°C] wyznaczyć można analogiczne wielkości, dla skraplacza 2. Będą to: skierowany do niego strumień masy wody

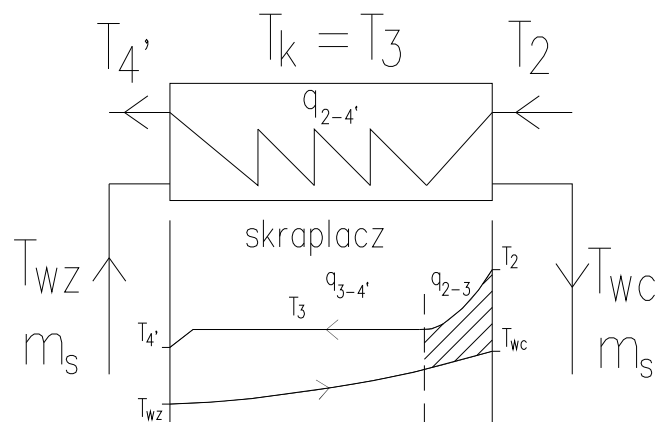
$m_{woda_s2}=m_{s2} \cdot m_{R134a}=0,34 \cdot 0,031=0,01$ [kg/s], powierzchnia wymiany ciepła $F_{s2}=F_{s2}^* \cdot m_{R134a}=11,35 \cdot 0,031=0,35$ [m²] (bez wprowadzenia intensyfikacji wymiany ciepła, dzięki której wielkość F_{s1} uległaby dodatkowemu zmniejszeniu) oraz ilość przekazanej energii $Q_{s2}=q_{2-3} \cdot m_{R134a}=28,62 \cdot 0,031=0,88$ [kW]. W obydwu przypadkach widać, iż dla rozpatrywanych przedziałów temperaturowych określone wielkości F_{s1}^* i F_{s2}^* pozostają praktycznie niezmienione pomimo zmian temperatury T_k (tab.2 i 3).

Obieg b* został poddany również analizie zmian entropii analogicznej do tej, która miała miejsce w przypadku obiegu b. Na rys.4 przedstawiono jakościowy schemat rozkładu temperatur w obydwu skraplaczach omawianego układu.



Rys.4. Rozkład temperatur w skraplaczach obiegu b*

Powyższy schemat pokazuje relacje między temperaturami czynnika chłodniczego i wody podczas procesu wymiany energii w obiegu b*. Na uwagę zasługuje fakt, iż ciepło $q_{3-4'}$ oddawane w skraplaczu 1 wydziela się w wyniku zmiany stanu skupienia czynnika co nie powoduje spadku jego temperatury (z wyjątkiem końca procesu, w którym jest on przechładzany i osiąga temperaturę $T_{4'}$). Inny przebieg ma natomiast proces w skraplaczu 2, w którym energia powstaje na skutek spadku temperatury czynnika. Biorąc pod uwagę, iż przepływająca woda będzie w obydwu przypadkach zwiększać swą temperaturę, zgodnie ze wzorem (4) zmiany entropii będą tym mniejsze im mniej wyniesie różnica temperatur między czynnikiem a wodą. Zaletą wprowadzenia do układu dodatkowego skraplacza i rozdzielenia procesu przekazywania energii na dwa etapy jest możliwość proporcjonalnego do spadku temperatury czynnika chłodniczego, przyrostu temperatury wody podczas pobierania przez nią ciepła przegrzania q_{2-3} co nie jest możliwe w przypadku obiegu b (rys.5). W układach tych temperatura wody opuszczającej skraplacz osiąga bowiem najczęściej wartość $T_{wc}=T_k-(5 \div 8^\circ\text{C})$ [5]. Z punktu widzenia analizy zmian entropii rozdzielenie procesu wymiany ciepła (obieg b*) pozwala nie traktować energii $q_{2-4'}$ jako jednej całości temperaturowej co przyczynia się między innymi do sposobu określania wartości średnich temperatur T_I i T_{II} w obydwu skraplaczach.



Rys.5. Rozkład temperatur w skraplaczu obiegu b. Pole zakreskowane reprezentuje obszar, w którym występują największe zmiany entropii, charakterystyczny dla układów z jednym skraplaczem

Do ich obliczenia w przypadku skraplacza 1 można skorzystać z poniższych zależności wynikających między innymi ze wzoru (7) [3]:

$$T_{I-s1} = \frac{T_4 + T_k * \frac{h_4 - h_4}{h_3 - h_4} + T_k * \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_4}}{2} \text{ [K]} \quad (10)$$

gdzie T_{I-s1} – średnia temperatura czynnika w skraplaczu 1 K, T_4 – temperatura czynnika przechłodzonego K, T_k – temperatura skraplania czynnika chłodniczego K, h_3 – entalpia czynnika w punkcie 3 obiegu kJ/kg, h_4 – entalpia czynnika w punkcie 4 obiegu kJ/kg, h_4 – entalpia czynnika w punkcie 4' obiegu kJ/kg.

$$T_{II-s1} = \frac{T_{wc} + T_{wz}}{2} = T_k - (5 \div 8) \text{ [K]}, \quad (11)$$

gdzie T_{II-s1} – średnia temperatura wody w skraplaczu 1 K, T_{wc} – temperatura wody po wyjściu ze skraplacza 1 K, T_{wz} – temperatura wody przed wyjściem do skraplacza 1 K, T_k – temperatura skraplania czynnika chłodniczego K.

Natomiast w przypadku skraplacza 2 temperatury średnie wynosić będą odpowiednio:

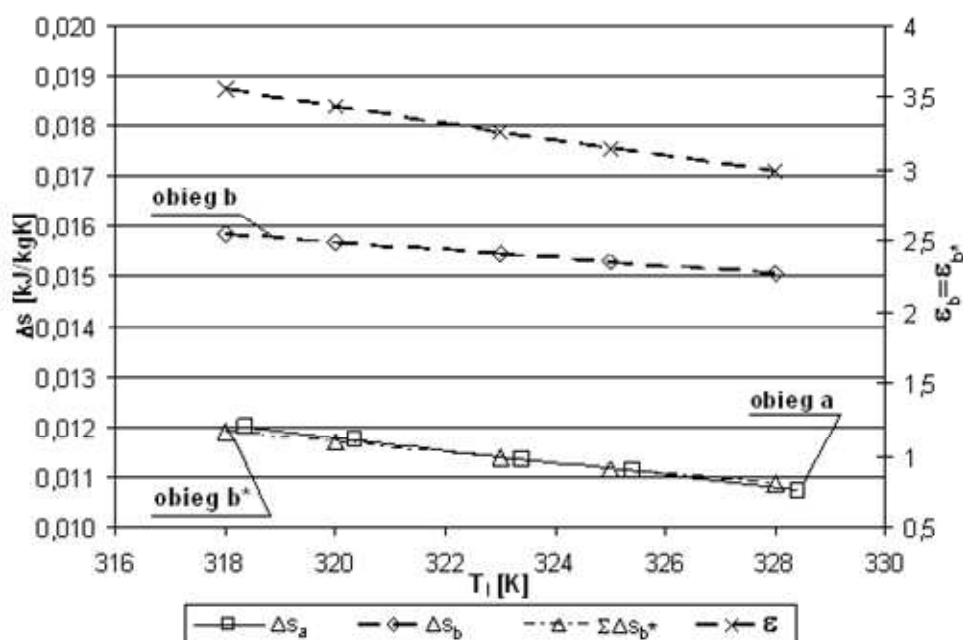
$$T_{I-s2} = \frac{T_2 + T_3}{2} \text{ [K]}, \quad (12)$$

gdzie T_{I-s2} – średnia temperatura czynnika w skraplaczu 2 K, T_2 – temperatura czynnika w punkcie 2 obiegu K, T_3 – temperatura skraplania czynnika chłodniczego K.

$$T_{II-s2} = \frac{T_{wg} + T_{wc}}{2} \text{ [K]}, \quad (13)$$

gdzie T_{II-s2} – średnia temperatura wody w skraplaczu 2 K, T_{wc} – temperatura wody po wyjściu ze skraplacza 1 [K], T_{wg} – temperatura wody po wyjściu ze skraplacza 2 K.

Na podstawie wielkości entalpii odczytanych z wykresu lg(p)-h dla czynnika R134a [4] i dla wartości $T_k=45 \div 55$, $T_{II-s1}=T_k-6,5^\circ\text{C}$ a więc tych samych co w przypadku obiegu b oraz temperatur T_{wc} (tab.2), T_{wg} (tab.3) obliczono sumę zmian entropii $\Sigma\Delta s_{b^*}=\Delta s_{s1}+\Delta s_{s2}$ (4) w procesie przekazywania ciepła przy użyciu dwóch skraplaczy w obiegu b*. Wyniki porównano z analogicznymi wartościami z obiegów a i b, rys.6.



Rys.6. Zmiany entropii podczas procesu wymiany ciepła w obiegach a, b i b* dla różnicy średnich temperatur czynnika chłodniczego i wody równej $T_{II}=T_k-6,5^\circ\text{C}$

Wprowadzenie do układu szeregowo drugiego skraplacza, w którym osobno odbierane jest głównie ciepło przegrzania q_{2-3} spowodowało ustalenie się wielkości zmian entropii $\Sigma\Delta s_{b^*}$ (rys.6) podczas procesu oddawania ciepła przez czynnik chłodniczy wodzie w obiegu b*, praktycznie na poziomie zmian entropii, które charakteryzują obieg a (rys.6). Dzięki temu o wartość określoną poniższym wzorem [3]:

$$Q_s = T_l^* (\Delta S_b - \Sigma \Delta S_{b^*}) [kJ/kg], \quad (14)$$

gdzie ΔS_b – zmiana entropii w procesie przekazywania ciepła, w skraplaczu dla obiegu b, $\Sigma \Delta S_{b^*}$ – zmiana entropii w procesie przekazywania ciepła, w skraplaczach dla obiegu b*, zmniejszyła się wielkość strat energii w procesie wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem chłodniczym a wodą. Jednocześnie współczynnik efektywności grzewczej ε_b , charakteryzujący obieg b pozostał dla obiegu b* na niezmiennym poziomie tj. $\varepsilon_b = \varepsilon_{b^*}$ (rys.6). W konsekwencji, w obiegu b* uzyskujemy możliwość wykorzystywania większego zakresu jednostkowego ciepła przegrzania q_{2-3} (tab.1) wynikającego z pracy sprężarki co jest pozytywnym aspektem obiegu b (uwzględniającym zmiany entropii w procesie sprężania) przy stratach energii, w procesie wymiany ciepła, w skraplaczu porównywalnych z wartościami występującymi, w obiegu a. Obieg b* charakteryzuje się więc zredukowaną sumą całkowitego przyrostu entropii, na którą składają się:

- zmiana entropii w procesie sprężania czynnika chłodniczego (negatywnym aspektem procesu jest zwiększenie poboru energii przez sprężarkę, która przyczynia się jednak do zwiększenia ilości ciepła wysokotemperaturowego q_{2-3} , (tab.1),
- zmiana entropii podczas przekazywania ciepła pomiędzy czynnikiem chłodniczym a nośnikiem ciepła (proces negatywnie wpływający na bilans energetyczny i przyczyniający się do zwiększania strat obiegu).

Wnioski. W rzeczywistych obiegach sprężarkowych pomp ciepła mamy między innymi do czynienia z występowaniem zjawisk wynikających z II zasady termodynamiki mówiącej, iż w obiegach zamkniętych entropia przemian nieodwracalnych rośnie. Przemianami tymi są chociażby sprężanie czynnika chłodniczego czy też wymiana ciepła w skraplaczu. W wyniku przyrostu entropii następuje spadek efektywności całego obiegu. Choć tego niekorzystnego zjawiska nie da się całkowicie wyeliminować to jego negatywne oddziaływanie można ograniczać poprzez zastosowanie odpowiednich rozwiązań technologicznych. Jednym z nich jest wprowadzenie do układu drugiego skraplacza, w którym odbierane jest od czynnika głównie ciepło przegrzania q_{2-3} . W porównaniu do obiegów teoretycznych, obiegi rzeczywiste charakteryzują się zwiększonymi zakresami wielkości q_{2-3} właśnie za sprawą przyrostu entropii w procesie sprężania czynnika. Wpływa ona jednocześnie na wzrost poboru energii przez sprężarkę. Jako, że poszczególne procesy w obiegach pomp ciepła są ze sobą ściśle związane, w układach posiadających jeden skraplacz uzyskiwanie większych temperatur ciepła przegrzania przedkłada się równocześnie na zmiany entropii podczas wymiany ciepła między czynnikiem chłodniczym a medium, w wyniku zwiększenia różnicy temperatur między nimi. Na podstawie powyższej analizy stwierdzić można, iż wprowadzenie do układu drugiego skraplacza pociąga za sobą korzystne następstwa i przyczynia się do zwiększenia zakresu pracy pompy ciepła. Rozdzielenie wymiany całkowitej jednostkowej ilości ciepła q_{2-4} na dwa skraplacze (skraplacz 1– q_{3-4} , skraplacz 2– q_{2-3}) spowodowało zwiększenie efektywności wymiany ciepła poprzez zmniejszenie strat (wzrostu entropii) powstałych w tym procesie. Jednocześnie efektywniej wykorzystywana jest dodatkowa ilość ciepła przegrzania powstała w wyniku zwiększonego poboru energii przez sprężarkę. Obliczenia wykazały również, iż powierzchnie obydwu skraplaczy są dla rozpatrywanego przedziału temperatur skraplania czynnika chłodniczego, wielkościami praktycznie stałymi (nieznaczne zmiany wraz ze wzrostem temperatury T_k) co jest istotne z technicznego punktu widzenia.

1. Gutkowski K.M.: *Chłodnictwo i klimatyzacja*, Wydawnictwa Naukowo Techniczne, Warszawa, 2003 (In Polish). 2. Rej D., Makmajkl D.: *Pompy ciepła*, Moskwa, Energoizdat, 1982, 211s. (In Russian). 3. Chłopecki A., Skupiński J.: *Pompy ciepła firmy Hibernatus*, Technika ciepłownicza i grzewcza, 2004, 11, s.44-46, *Nowoczesne pompy ciepła*, Technika ciepłownicza i grzewcza, 2004, 9, s.65-67. (In Polish). 4. Skovrup M.J., Jakobsen A., Andersen S.E.: *CoolPack*, Department of Technical Engineering Technical University of Denmark, 2000 (In English). 5. Belowa P.M.: *Sistemy kondizionirowanja wozducha s czilerami i fankoliami*, Ewroklimat, Moskwa, 2003, 388 s. (In Russian).