

- Prof. dr hab. inż. Ryszard Bartnik,
Wydział Inżynierii Produkcji i Logistyki, Politechnika Opolska

Analiza termodynamiczna i ekonomiczna hierarchicznej elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła

W pracy [1] przedstawiono analizę termodynamiczną i ekonomiczną hierarchicznych elektrowni i elektrociepłowni gazowo-gazowych (rys. 1). W [2] zaprezentowano ich pracę trójgeneracyjną z wykorzystaniem ziębiarek cieplnych i sprężarkowych.

W niniejszej pracy przedstawiono analizę termodynamiczną i ekonomiczną pracy elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła (rys. 2). Porównano jej pracę z pracą:

- elektrociepłowni gazowo-gazowej, w której nie występuje sprężarkowa pompa ciepła (rys. 1),
- elektrociepłowni parowej,
- elektrociepłowni gazowo-parowej,
- ciepłowni.

W celu uogólnienia rozważań zaprezentowano także porównawczą analizę termodynamiczną i ekonomiczną samodzielnie pracującej sprężarkowej pompy ciepła z pracą:

- elektrociepłowni parowej,
- elektrociepłowni gazowo-parowej,
- elektrociepłowni gazowo-gazowej,
- kotłowni domowej.

Fundamentalnym założeniem, co istotne, przyjętym w przeprowadzonych analizach jest przyjęcie identycznych mocy cieplnych \dot{Q}_c wszystkich rozważanych układów.

Analiza termodynamiczna sprężarkowej pompy ciepła pracującej samodzielnie

Na rys. 3 przedstawiono pasmowy bilans energii samodzielnie pracującej pompy ciepła napędzanej energią elektryczną wyprodukowaną w dowolnym źródle o sprawności energetycznej η_{el} . Bilans ten pozwala na lepsze zrozumienie przedstawionej poniżej pogłębionej analizy odpowiadającej na pytanie: czy stosowanie sprężarkowej pompy ciepła jest w ogóle termodynamicznie opłacalne? Wyprzedzając wyniki tej analizy należy stwierdzić, że nie, że pompa ciepła jest termodynamicznie nieopłacalna. Co więcej, w jeszcze wyższym stopniu jest nieopłacalna ekonomicznie (punkty 4 i 5).

Oczywiście pomiędzy wielkościami z rys. 3 zachodzą związki:



$$\dot{Q}^{PC} = \dot{Q}_{ot}^{PC} + N_{PC} \quad (1)$$

$$\eta_{el} = \frac{N_{PC}}{\dot{E}_{ch}} \quad (2)$$

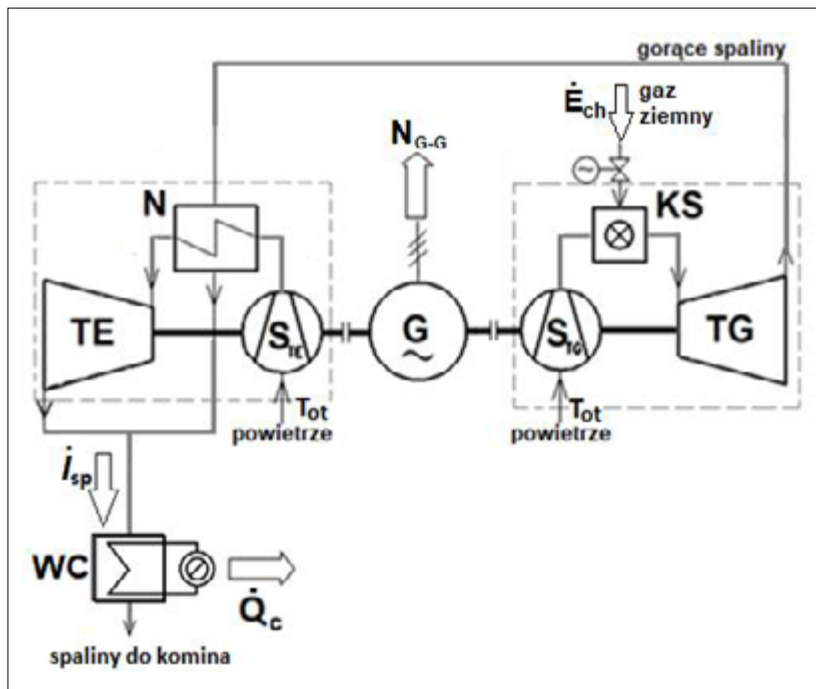
$$\dot{Q}_{ot}^{EI} = \dot{E}_{ch}(1 - \eta_{el}) \quad (3)$$

i tzw. wskaźnik efektywności energetycznej pompy ciepła definiowany jest wzorem:

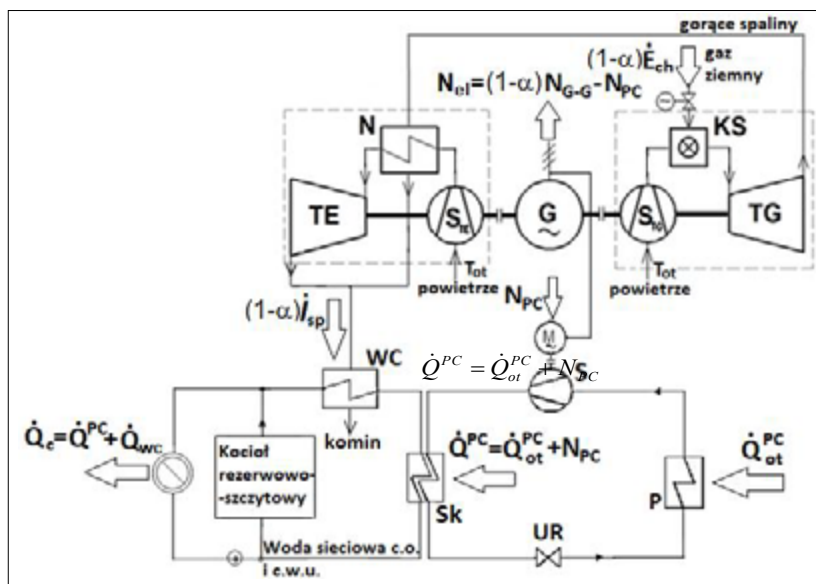
$$\varepsilon_E = \frac{\dot{Q}^{PC}}{N_{PC}} > 1. \quad (4)$$

W praktyce wskaźnik ε_E przyjmuje małą wartość, zaledwie $\varepsilon_E \approx 2,5$.

W przypadku zasilania w ciepło domu jednorodzinnego o zapotrzebowaniu na moc równą $\dot{Q}^{PC} = 10$ kW, moc elektryczna potrzebna do napędu sprężarki pompy ciepła wynosilaby zatem $N_{PC} = 4$ kW. Pompa byłaby więc dużym „pożeraczem” energii elektrycznej i tym samym roczny jej koszt przy cenie równej 0,6 PLN/kWh oraz przy rocznym czasie pracy pompy równym $\tau_R = 2500$ h/a byłby wysoki i wynosilby aż 6 tys. zł. Im wyższa zatem jest, co oczywiste, wartość ε_E , tym koszt ten byłby mniejszy. Niestety, jak już wyżej zaznaczono, rzeczywista wartość ε_E jest mała i wynosi zaledwie $\varepsilon_E \approx 2,5$. Równie duży jak koszt energii elektrycznej do napędu pompy byłby roczny koszt kapitałowy jej stosowania (suma kosztów amortyzacji i finansowych, tj. kosztów mających zwrócić poniesione nakłady inwestycyjne „pod klucz” na pompę wraz z odsetkami od nich [1, 4, 5]). Oprócz kosztów kapitałowych jest jeszcze roczny koszt eksploatacji jej konserwacji i remontów, który od tych nakładów zależy. Standardowo przyjmuje się, że wynosi on ok. 3% nakładów inwestycyjnych. Duża wysokość sumy kosztu kapitałowego oraz kosztu konserwacji i remontów wynika z dużego nakładu inwestycyjnego na pompę (termin pompa ma tutaj ogólniejsze znaczenie i obejmuje właściwą pompę oraz wszystkie niezbędne pozostałe urządzenia, jak grzejniki ciepła, infrastrukturę ich połączeń, automatykę, itd.). W nakładzie inwestycyjnym szczególnie duży udział mają środki finanso-



Rys. 1. Schemat ideowy elektrowni i elektrociepłowni gazowo-gazowej z turbiną gazową i turboekspanderem w konfiguracji jednowałowej (G - generator elektryczny, KS - komora spalania turbiny gazowej, N - nagrzewnica powietrza, S_{TE} - sprężarka niskopięzną turboekspandera, S_{TG} - sprężarka wysokopięzną turbiny gazowej, TG - turbina gazowa, TE - turboekspander, WC - wymiennik ciepłowniczy spaliny-woda sieciowa c.o. i c.w.u.; w przypadku elektrowni wymiennik WC nie występuje)



Rys. 2. Schemat ideowy hierarchicznej elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła; G - generator elektryczny, KS - komora spalania turbiny gazowej, M - silnik elektryczny napędzający sprężarkę S pompy ciepła, N - nagrzewnica powietrza, S_{TE} - sprężarka niskopięzną turboekspandera, S_{TG} - sprężarka wysokopięzną turbiny gazowej, TG - turbina gazowa, TE - turboekspander, WC - wymiennik ciepłowniczy spaliny-woda sieciowa c.o. i c.w.u., S - sprężarka pompy ciepła, P - parowacz pompy ciepła, Sk - skraplacz pompy ciepła, UR - urządzenie rozprężne pompy ciepła



we na roboty budowlano-montażowe, zwłaszcza na montaż parowacza pompy w ziemi na głębokości ok. 1,5 m na działce przydomowej o powierzchni co najmniej 500 m² w przypadku rozważanego domu jednorodzinnego. Zakładając nakłady inwestycyjne „pod klucz” na całą instalację ogrzewczą wraz z pompą o mocy cieplnej $\dot{Q}^{PC} = 10$ kW w wysokości tylko 40 tys. zł (w rzeczywistości nakłady te są wyższe o ok. 50%), to roczny koszt kapitałowy wraz z kosztem konserwacji i remontów, przy założeniu czasu amortyzacji 20 lat, wynosiłby ok. 4,49 tys. zł (koszt kapitałowy 3,29 tys. zł, koszt konserwacji i remontów 1,2 tys. zł). Tak więc w sumie roczny koszt działania pompy ciepła wynosiłby aż 10,49 tys. zł, a zatem jej stosowanie jest całkowicie ekonomicznie nieuzasadnione.

Aby pompa mogła być na przykład bardziej ekonomicznie opłacalna od domowej kotłowni gazowej, to wartość jej wskaźnika efektywności energetycznej musiałaby wynosić powyżej $\varepsilon_E > 12,3$ (wzór (57) dla $J^{PC} = 40$ tys. PLN, $J^k = 25$ tys. PLN, ceny energii elektrycznej $e_{el} = 600$ PLN/MWh i ceny gazu równej 24 PLN/GJ; por. z wartościami ε_E gdy $J^{PC} = 60$ tys. PLN - rys. 6), co w praktyce jest nieosiągalne. Jeszcze większy, aż ponad sto razy musiałby być wskaźnik ε_E , gdyby pompą chciał zastąpić kotłownię węglową ($\varepsilon_E > 1444$), gdyż spalany w niej węgiel jest ponad dwukrotnie tańszy na jednostkę energii chemicznej paliwa od gazu (cena węgla wynosi ok. 11 PLN/GJ). Czasami jednak decyzja o zainstalowaniu pompy może wynikać z przesłanek pozaekonomicznych, na przykład z chęci zapewnienia sobie wyższego komfortu życia, ale, jak już zaznaczono, będzie to bardzo kosztowne. Taki sam komfort zapewniają jednak też przecież w pełni zautomatyzowane kotły gazowe lub kotły na olej opałowy, a cena ciepła jest wówczas zdecydowanie niższa. Konkludując, można (należy) sformułować ogólną prawdę, że aby osiągnąć coś, co jest przeciwne procesom naturalnym, na przykład by przepływ ciepła odbywał się od temperatury niższej T_{ot} do wyższej T_p , należy liczyć się z ponoszeniem dużych kosztów.

Wyczerpującą porównawczą analizę zarówno termodynamiczną, jak i ekonomiczną pompy z innymi źródłami wytwarzania ciepła, w tym z elektrociepłowniami pracującymi według wszystkich dostępnych technologii energetycznych, przedstawiono w monografii [5].

Wracając do analizy termodynamicznej sprężarkowej pompy ciepła, wykorzystując wzór (2) i zakładając przy tym wartość sprawności $\eta_{el} = 32\%$ (jest to średnia wartość sprawności elektrowni w Polsce), strumień energii chemicznej paliwa spalane go wówczas w elektrowni dla $\dot{Q}^{PC} = 10$ kW i $N_{PC} = 4$ kW wynosi $\dot{E}_{ch} = 12,5$ kW. Ze wzoru (3) otrzymuje się zatem, że strumień ciepła wyprowadzanego z elektrowni do otoczenia równa się $\dot{Q}_{ot}^{EI} = 8,5$ kW i jest on o kilkanaście procent większy od strumienia ciepła $\dot{Q}_{ot}^{PC} = 6$ kW (wzór (1)) pobieranego przez pompę z otoczenia. Stosowanie pompy jest więc termodynamicznie nieopłacalne.

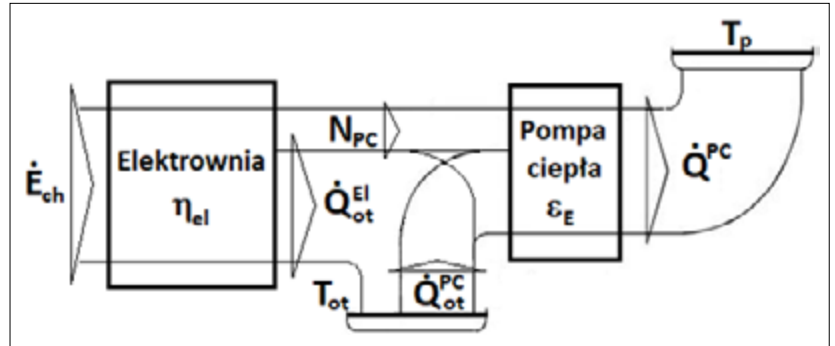
Z warunku „neutralności” termodynamicznej, tj. dla sytuacji, gdy strumień ciepła \dot{Q}_{ot}^{PC} jest nie mniejszy od strumienia \dot{Q}_{ot}^{EI} :

$$\dot{Q}_{ot}^{PC} \geq \dot{Q}_{ot}^{EI} \quad (5)$$

wykorzystując wzory (1)-(4) otrzymuje się warunek „wiązący” efektywność energetyczną pompy ε_E ze sprawnością η_{el} :

$$\varepsilon_E \geq \frac{1}{\eta_{el}}. \quad (6)$$

Jak wynika z relacji (6), im większa jest wartość ε_E , tym mniejsza może być sprawność wytwarzania energii elektrycznej w elektrowni η_{el} , by pracująca samodzielnie pompa mogła być w porównaniu z nią (ogólnie mówiąc ze źródłem wytwarzającym wyłącznie energię elektryczną) termodynamicznie opłacalna. Dla realnej wartości $\varepsilon_E \approx 2,5$ sprawność ta musi być większa $\eta_{el} \geq 0,4$. Jest to możliwe nawet dla elektrowni gazowo-gazowej (rys. 1). Jego sprawność osiąga bowiem wartości wyższe od 0,4 już dla temperatury spalin dolotowych do turbiny gazowej większych od 1400 K [1].



Rys. 3. Wykres pasmowy bilansu energii sprężarkowej pompy ciepła; \dot{E}_{ch} - strumień energii chemicznej paliwa spalane go w elektrowni, N_{PC} - moc elektryczna do napędu pompy, \dot{Q}^{PC} - strumień ciepła grzejnego dostarczanego do przestrzeni ogrzewanej, \dot{Q}_{ot}^{PC} - strumień bezpłatnego ciepła pobieranego z otoczenia, \dot{Q}_{ot}^{EI} - strumień ciepła wyprowadzanego do otoczenia z elektrowni produkującej energię elektryczną służącą do napędu pompy, T_{ot} - temperatura otoczenia, T_p - temperatura przestrzeni ogrzewanej ($T_p > T_{ot}$), ε_E - wskaźnik efektywności energetycznej pompy ciepła, η_{el} - sprawność źródła energii elektrycznej

Najistotniejsze jest jednak porównanie sprężarkowej pompy ciepła nie z elektrownią, a z elektrociepłownią [5], tj. źródłem produkującym w skojarzeniu ciepło i elektryczność. Warunki bowiem, aby stosowanie sprężarkowej pompy ciepła było wówczas efektywne termodynamicznie są zdecydowanie bardziej „ostre” od warunku (6). Ich wyprowadzenie (relacje (15), (32)) przedstawiono poniżej.

Dla pracującej samodzielnie sprężarkowej pompy ciepła napędzanej silnikiem elektrycznym o mocy N_{PC} zużycie energii chemicznej paliwa do jej wytworzenia w elektrowni o sprawności η_{el} wynosi \dot{E}_{ch} (rys. 3) i sprawność energetyczną pompy dostarczającej odbiorcom ciepło grzejne w ilości \dot{Q}^{PC} wyznacza się zatem z równania:

$$\eta_{PC} = \frac{\dot{Q}^{PC}}{\dot{E}_{ch}} = \frac{\dot{Q}^{PC}}{N_{PC}} \frac{N_{PC}}{\dot{E}_{ch}} = \varepsilon_E \eta_{el} \quad (7)$$

Natomiast sprawność elektrociepłowni o takiej samej mocy cieplnej \dot{Q}^{PC} i mocy elektrycznej N_{EC} (moc N_{EC} wynika z zastosowanej w elektrociepłowni technologii skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej) i zużywającej wówczas energię chemiczną paliwa w ilości \dot{E}_{ch}^{EC} opisana jest równaniem:

$$\eta_{EC} = \frac{\dot{Q}^{PC} + N_{EC}}{\dot{E}_{ch}^{EC}} \quad (8)$$

W przypadku elektrociepłowni należy wyznaczyć jeszcze sprawność cząstkową wytwarzania w niej ciepła, gdyż to ona najlepiej charakteryzuje jej efektywność energetyczną. Ciepło jest bowiem produktem głównym procesu skojarzonego, a energia elektryczna jest produktem ubocznym. Jest tak dlatego, gdyż o tym, co jest produktem głównym decyduje zapotrzebowanie na ten produkt, a więc lokalizacja. Produkt uboczny, tj. energia elektryczna, jest wytwarzany w innym źródle jako główny. Dla produktu ubocznego w procesie skojarzonym należy przyjąć taką sprawność η_{el} jego wytwarzania, jaka występuje w tzw. procesie granicznym, tj. w elektrowni (ogólnie mówiąc w silniku wytwarzającym wyłącznie energię elektryczną), która charakteryzuje się w danym kraju najwyższą sprawnością η_{el} . Zużycie zatem energii chemicznej paliwa przynależnej do wytwarzania energii elektrycznej (inaczej mówiąc energii obciążającej jej produkcję) w elektrociepłowni w procesie skojarzonym wyznacza się ze wzoru:

$$\dot{E}_{ch}^{NEC} = \frac{N_{EC}}{\eta_{el}} \quad (9)$$

Należy w tym miejscu zaznaczyć, że strumień \dot{E}_{ch}^{NEC} jest paliwem „unikniętym” produkcji w elektrociepłowni ciepła, a natomiast przychód ze sprzedaży energii elektrycznej w niej wyprodukowanej jest z kolei w rachunku ekonomicznym kosztem unikniętym jego wytwarzania [1-5].

Zużycie zatem energii chemicznej paliwa obciążającego produkcję ciepła w elektrociepłowni wynika z równania:

$$\dot{E}_{ch}^{\dot{Q}^{EC}} = \dot{E}_{ch}^{EC} - \dot{E}_{ch}^{NEC}, \quad (10)$$

i sprawność cząstkowa wytwarzania w niej ciepła wyraża się zależnością:

$$\eta_c^{EC} = \frac{\dot{Q}^{PC}}{\dot{E}_{ch}^{\dot{Q}^{EC}}} = \frac{\dot{Q}^{PC}}{\dot{E}_{ch}^{EC} - \frac{N_{EC}}{\eta_{el}}} = \frac{\eta_{EC}}{1 - \sigma \left(\frac{\eta_{EC}}{\eta_{el}} - 1 \right)} \quad (11)$$

przy czym wskaźnik σ skojarzonej pracy elektrociepłowni wyraża się wzorem:

$$\sigma = \frac{N_{EC}}{\dot{Q}^{PC}} \quad (12)$$



Oszczędność energii chemicznej paliw naturalnych dzięki zastosowaniu pompy ciepła wyznacza się zatem odejmując jej zużycie w elektrowni do produkcji moc N_{PC} od zużycia, jakie wystąpiłoby w elektrociepłowni zastąpionej przez pompę:

$$\Delta \dot{E}_{ch} = \dot{E}_{ch}^{\dot{Q}^{EC}} - \dot{E}_{ch} = \dot{Q}^{PC} \left(\frac{1}{\eta_c^{EC}} - \frac{1}{\eta_{PC}} \right). \quad (13)$$

Oszczędność energii chemicznej wystąpi zatem, gdy wyrażenie w nawiasie wzoru (13) będzie dodatnie. Wystarczy więc, aby:

$$\eta_{PC} > \eta_c^{EC}. \quad (14)$$

Aby zatem samodzielnie pracująca pompa mogła być w porównaniu z elektrociepłownią termodynamicznie opłacalna, wskaźnik ε_E musiałby spełniać relację:

$$\varepsilon_{E \min} > \frac{\eta_c^{EC}}{\eta_{el}} = \frac{\eta_{EC}}{\eta_{el}} \frac{1}{1 - \sigma \left(\frac{\eta_{EC}}{\eta_{el}} - 1 \right)}. \quad (15)$$

Podstawiając we wzorze (15), za $\eta_{EC} \equiv \eta_K$ i $\sigma = 0$ otrzymuje się warunek opłacalności termodynamicznej stosowania pompy ciepła zamiast ciepłowni:

$$\varepsilon_{E \min} \geq \frac{\eta_K}{\eta_{el}}. \quad (16)$$

Na przykład, przy założeniu, że sprawność kotła równa się $\eta_K = 0,9$, sprawność zastąpionej elektrowni parowej $\eta_{el} = 0,36$, wskaźnik efektywności pompy $\varepsilon_{E \min}$ powinien być większy od 2,5, a dla $\eta_{el} = 0,5$ (jest to sprawność elektrowni gazowo-parowej) wskaźnik ten powinien być większy już tylko od 1,8.

Wynikająca ze wzoru (15) wartość $\varepsilon_{E \min}$ musiałaby być zdecydowanie większa od jego realnej wartości 2,5. Tak wysoka wartość wynika z tego, gdyż zależy ona nie tylko od sprawności η_{el} (wzór (6)), ale także, i to w głównej mierze, od wartości wskaźnika σ skojarzonej pracy elektrociepłowni (wzór (15)). Im wskaźnik σ jest większy, tym większa jest sprawność cząstkowa produkcji ciepła w elektrociepłowni, a więc tym mniejsza jest część strumienia paliwa w niej spalane obciążającego jego wytwarzanie, a więc w konsekwencji większy także musi być wskaźnik ε_E pompy ciepła. Wartość ε_E musi być bowiem wówczas na tyle duża, by strumień paliwa spalane w elektrowni (wzór (9)) do produkcji energii elektrycznej napędzającej pompę był nie większy od strumienia paliwa przynależnego do wytwarzania ciepła w elektrociepłowni (wzór (10)). W praktyce tak duża wartość wskaźnika ε_E , która gwarantowałaby opłacalność termodynamiczną pompy ciepła w porównaniu z elektrociepłownią jest nieosiągalna. W jeszcze większym stopniu pompa jest nieopłacalna ekonomicznie [5].

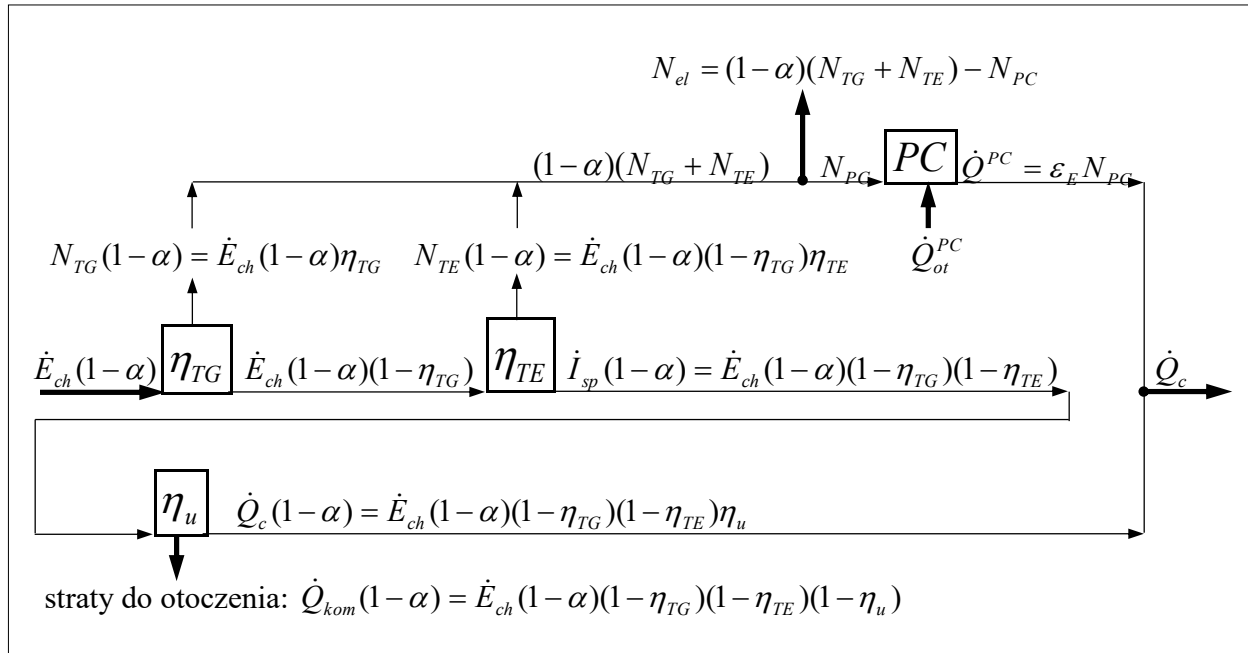
Nieefektywność termodynamiczną stosowania sprężarkowej pompy ciepła można zmniejszyć poprzez jej sprzęgnięcie z elektrociepłownią i wykorzystywanie do jej napędu wówczas energii elektrycznej wytwarzanej w elektrociepłowni (rys. 2). Czy w tej sytuacji pompa mogłaby okazać się zatem termodynamicznie opłacalna? Odpowiedź jest jednoznaczna, że nawet wówczas nie (podrozdział 4.1).

Podsumowując należy zatem stwierdzić, że ciepło grzejne dostarczane przez pompę jest termodynamicznie nieopłacalne. Co więcej, jest przy tym bardzo drogie, wymagałoby dotacji. Wynika to z dużego rocznego kosztu energii elektrycznej napędzającej pompę. W przypadku samodzielnie pracującej pompy wysokie są również na nią nakłady inwestycyjne w porównaniu z kotłownią domową, szczególnie na montaż parowacza pompy. Najtańsze ciepło grzejne jest uzyskiwane bezpośrednio z silników wytwarzających ciepło w skojarzeniu z energią elektryczną [5]. Jego koszt jest przy tym wielokrotnie mniejszy od kosztu ciepła z pompy.

Analiza termodynamiczna elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła

Na rys. 4, przedstawiono bilans energii elektrociepłowni *gazowo-gazowej* sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła - rys. 2 (w przypadku elektrociepłowni z rys. 1 w poniższym bilansie należy za wielkości α , N_{PC} , \dot{Q}^{PC} podstawić wartości zero: $\alpha = 0$, $N_{PC} = 0$, $\dot{Q}^{PC} = 0$):





Rys. 4. Bilans energii elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła gdzie:

$\dot{E}_{ch}(1 - \alpha)$ - strumień energii chemicznej gazu spalanego w turbinie gazowej (w przypadku elektrociepłowni gazowo-gazowej bez sprężarkowej pompy ciepła strumień energii chemicznej gazu spalanego w turbinie gazowej wynosi \dot{E}_{ch}),
 N_{PC} - moc napędowa sprężarki pompy ciepła,
 $N_{TE}(1 - \alpha)$ - moc turboekspandera (w przypadku elektrociepłowni gazowo-gazowej bez sprężarkowej pompy ciepła moc turboekspandera wynosi N_{TE}),
 $N_{TG}(1 - \alpha)$ - moc turbiny gazowej (w przypadku elektrociepłowni gazowo-gazowej bez sprężarkowej pompy ciepła moc turbiny wynosi N_{TG}),
 \dot{Q}^{PC} , $\dot{Q}_c(1 - \alpha)$, \dot{Q}_{ot}^{PC} - kolejno strumienie ciepła grzejnego oddawanego do strumienia wody sieciowej c.o. i c.w.u przez pompę ciepła i przez spaliny wylotowe z hierarchicznego silnika gazowo-gazowego oraz strumienia ciepła pobranego przez pompę z otoczenia,
 \dot{Q}^{PC} , $\dot{Q}_c(1 - \alpha)$, \dot{Q}_{ot}^{PC} - sprawności energetyczne turbozespołu gazowego i turboekspandera (przyjęto, że wartości sprawności turbozespołu gazowego i turboekspandera w układzie bez i ze sprężarkową pompą ciepła są sobie równe pomimo różnych ich mocy),
 η_u - stopień wykorzystania strumienia niskotemperaturowej entalpii spalin $\dot{I}_{sp}(1 - \alpha)$ wylotowych z hierarchicznego silnika gazowo-gazowego w wymienniku ciepłowniczym WC na potrzeby komunalnego ciepła grzejnego zgodnie z rocznym uporządkowanym wykresem sumarycznych potrzeb cieplnych [1, 3] (w przypadku elektrociepłowni gazowo-gazowej bez sprężarkowej pompy ciepła strumień entalpii spalin wynosi \dot{I}_{sp}); wartość stopnia wykorzystania entalpii spalin w wymienniku WC jest stosunkowo mała, gdyż temperatura wylotowych z niego spalin do komina wynosi w sezonie letnim od ok. 170 do 240°C, w sezonie zimowym od ok. 130 do 160°C, przy czym temperatura spalin dolotowych do WC wynosi od ok. 180 do 250°C [1]; w obliczeniach (wzory (48), (53)) przyjęto roczną wartość η_u równą $\eta_{u,R} = 0,3$.

Jak już zaznaczono we wprowadzeniu do artykułu, w analizach termodynamicznej i ekonomicznej elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła (rys. 2) fundamentalnym założeniem jest przyjęcie, że jej moc cieplna jest identyczna z mocą elektrociepłowni bez pompy (rys. 1):

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_c^{G-G+PC} = \dot{Q}_c^{G-G} \quad (17)$$

Z równania (17) wynika, że moc cieplna wymiennika WC w układzie z pompą jest mniejsza od mocy wymiennika WC w elektrociepłowni bez pompy o moc pompy \dot{Q}^{PC} :

$$\dot{Q}_{WC}^{G-G+PC} = \dot{Q}_c^{G-G} - \dot{Q}^{PC} = \dot{Q}_{WC}^{G-G} - \dot{Q}^{PC} \quad (18)$$

oraz, że

$$\dot{Q}_c^{G-G+PC} = \dot{Q}_c^{G-G}(1 - \alpha) + \dot{Q}^{PC} = \dot{Q}_{WC}^{G-G+PC} + \dot{Q}^{PC} \quad (19)$$



przy czym:

$$\alpha = \frac{\dot{Q}^{PC}}{\dot{Q}_c^{G-G}}; \quad \alpha \in \langle 0; \alpha_{\max} \rangle. \quad (20)$$

Oczywiście, gdy $\alpha = 0$, to $\dot{Q}^{PC} = 0$ i $N_{PC} = 0$. Maksymalna natomiast wartość α_{\max} odpowiada sytuacji, gdy cała moc elektryczna wytwarzana w układzie jest wykorzystywana do napędu sprężarki pompy ciepła, a więc gdy moc cieplna pompy jest maksymalna, $\dot{Q}^{PC} = \dot{Q}_{\max}^{PC}$. Wówczas moc elektryczna N_{el} przekazywana do sieci elektroenergetycznej (rys. 2 i 4):

$$N_{el} = (1 - \alpha)N_{G-G} - N_{PC} \quad (21)$$

jest równa zero:

$$N_{el} = (1 - \alpha_{\max})N_{G-G} - N_{PC}^{\max} = 0 \quad (22)$$

i przy wykorzystaniu bilansu energii przedstawionym na rys. 4 otrzymuje się, że:

$$\alpha_{\max} = 1 - \frac{N_{PC}^{\max}}{N_{G-G}} = 1 - \frac{\dot{Q}^{PC}}{\varepsilon_E N_{G-G}} = \frac{\eta_{G-G} \varepsilon_E}{\eta_{G-G} \varepsilon_E + (1 - \eta_{G-G}) \eta_u} < 1 \quad (23)$$

przy czym:

$$\eta_{G-G} = \frac{N_{G-G}}{\dot{E}_{ch}} = \frac{N_{TG} + N_{TE}}{\dot{E}_{ch}} = \eta_{TG} + \eta_{TE} - \eta_{TG} \eta_{TE} \quad (24)$$

$$\eta_{TG} = \frac{N_{TG}}{\dot{E}_{ch}} \quad (25)$$

$$\eta_{TE} = \frac{N_{TE}}{\dot{E}_{ch}(1 - \eta_{TG})}. \quad (26)$$

Jak już wyżej zaznaczono, w wyniku sprzęgnięcia elektrociepłowni z pompą ciepła zmniejsza się moc wymiennika WC o wartość \dot{Q}^{PC} (wzór (18)), a tym samym zmniejszają się moc elektryczna elektrociepłowni o wartość $\alpha N_{G-G} + N_{PC}$ oraz zużycie w niej paliwa o wartość $\alpha \dot{E}_{ch}$ (rys. 1, 2, 4).

Sprawność wytwarzania ciepła i energii elektrycznej w elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej z pompą ciepła wyraża się równaniem:

$$\eta_{EC}^{G-G+PC} = \frac{(1 - \alpha)(N_{TG} + N_{TE} + \dot{Q}_c) - N_{PC} + \dot{Q}^{PC}}{(1 - \alpha)\dot{E}_{ch}} = (1 - \eta_{G-G})\eta_u + \frac{N_{el}}{(1 - \alpha)\dot{E}_{ch}} + \varepsilon_E \left[\eta_{G-G} - \frac{N_{el}}{(1 - \alpha)\dot{E}_{ch}} \right] \quad (27)$$

a sprawność cząstkowa produkcji w niej ciepła wyraża się wzorem:

$$\eta_c^{G-G+PC} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{E}_{ch}^{\dot{Q}_c}} = \frac{(1 - \alpha)\dot{Q}_c + \dot{Q}^{PC}}{(1 - \alpha)\dot{E}_{ch} - \frac{N_{el}}{\eta_{el}}} = \frac{(1 - \eta_{G-G})\eta_u + \varepsilon_E \left(\eta_{G-G} - \frac{N_{el}}{(1 - \alpha)\dot{E}_{ch}} \right)}{1 - \frac{N_{el}}{\eta_{el}(1 - \alpha)\dot{E}_{ch}}} \quad (28)$$

gdzie:

η_{el} - sprawność energetyczna tzw. elektrowni granicznej.

Wstawiając w równaniu (27) za wielkości α i ε_E wartości zero otrzymuje się oczywiście wzór na sprawność wytwarzania energii elektrycznej i ciepła w elektrociepłowni gazowo-gazowej bez pompy:



$$\eta_{EC}^{G-G} = \frac{N_{TG} + N_{TE} + \dot{Q}_c}{\dot{E}_{ch}} = \eta_{G-G} + (1 - \eta_{G-G})\eta_u \quad (29)$$

i sprawność cząstkowa wytwarzania w niej ciepła wyraża się równaniem:

$$\eta_c^{G-G} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{E}_{ch}} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{E}_{ch} - \frac{N_{G-G}}{\eta_{el}}} = \frac{(1 - \eta_{G-G})\eta_u}{1 - \frac{\eta_{G-G}}{\eta_{el}}} \quad (30)$$

Aby elektrociepłownia gazowo-gazowa sprzęgnięta z pompą ciepła (rys. 2) była termodynamicznie korzystniejsza od elektrociepłowni bez pompy (rys. 1), musi zachodzić relacja:

$$\eta_c^{G-G+PC} > \eta_c^{G-G}, \quad (31)$$

z której wykorzystując wzór (28) otrzymuje się warunek na progową, tj. minimalną wartość wskaźnika efektywności energetycznej pompy gwarantujący opłacalność termodynamiczną jej stosowania:

$$\varepsilon_{E \min} > \frac{\eta_c^{G-G} \left(1 - \frac{N_{el}}{\eta_{el}(1-\alpha)\dot{E}_{ch}} \right) - (1 - \eta_{G-G})\eta_u}{\eta_{G-G} - \frac{N_{el}}{(1-\alpha)\dot{E}_{ch}}}. \quad (32)$$

Aby porównać elektrociepłownię gazowo-gazową sprzęgniętą z pompą ciepła ze wszystkimi innymi dostępnymi technologiami energetycznymi produkcji ciepła, we wzorach (31) i (32) należy za sprawność cząstkową η_c^{G-G} podstawić sprawność cząstkową η_c^{EC} każdej innej technologii.

Minimalny wskaźnik $\varepsilon_{E \min}$ z uwagi na małą wartość różnicy wielkości występujących w mianowniku wzoru (32) jest bardzo „czuły” na zmianę ich wartości. Również czuły jest na zmianę wartości sprawności cząstkowej η_c^{EC} (wzór (11); we wzorze tym również w mianowniku występuje różnica) wytwarzania ciepła w elektrociepłowni. Sprawność ta, jak już powyżej zaznaczono, bardzo istotnie zależy od zastosowanej technologii energetycznej, a więc zależy od wskaźnika σ (wzór (12)) skojarzonej pracy elektrociepłowni. Na przykład dla elektrociepłowni pracującej w technologii gazowo-parowej, wskaźnik ten przyjmuje wartość istotnie większą niż dla elektrociepłowni, w której realizowany jest wyłącznie obieg *Clausiusa-Rankine’a*. W zależności zatem od zastosowanej technologii obliczone ze wzoru (32) minimalne wartości $\varepsilon_{E \min}$, które gwarantowałyby termodynamiczną opłacalność stosowania pompy w układzie przedstawionym na rys. 2, przyjmują różne wartości. Co więcej, wartości te zależą od mocy pompy ciepła N_{PC} , która w tych obliczeniach jest wielkością zadaną. Na przykład, gdy silnik *gazowo-gazowy* napędza tylko sprężarkę pompy, tj. gdy $N_{el} = 0$ (wzór (22)), a więc gdy elektrociepłownia staje się ciepłownią, wówczas oczywiście:

$$\eta_{EC}^{G-G+PC} = \eta_c^{G-G+PC} = (1 - \eta_{G-G})\eta_u + \varepsilon_E \eta_{G-G} \quad (33)$$

i wzór (32) można w przybliżeniu zapisać w postaci:

$$\varepsilon_{E \min} > \frac{\eta_c^{G-G} - (1 - \eta_{G-G})\eta_u}{\eta_{G-G}} \approx \frac{\eta_c^{G-G}}{\eta_{G-G}}. \quad (34)$$

Na przykład gdyby układ z rys. 2 miał zastąpić elektrociepłownię gazowo-parową, tj. elektrociepłownię, w której realizowane są sprzężone ze sobą w układzie hierarchicznym obiegi *Joule’a* i *Clausiusa-Rankine’a*, to obliczona ze wzoru (32) minimalna wartość wskaźnika $\varepsilon_{E \min}$ musiałaby być większa od ok. 7, a gdyby natomiast miał zastąpić elektrociepłownię, w której realizowany jest wyłącznie obieg *Clausiusa-Rankine’a*, to wartość $\varepsilon_{E \min}$ musiałaby być większa od ok. 5,5. Są to wartości



nieosiągalne dla pompy ciepła, tak samo jak są nieosiągalne w przypadku, gdyby układ z rys. 2 miał zastąpić elektrociepłownię gazowo-gazową przedstawioną na rys. 1. Stosowanie zatem pompy ciepła niezależnie od tego, w jakiej konfiguracji byłaby zastosowana, jest, jak już wyżej zaznaczono, całkowicie termodynamicznie nieuzasadnione.

Obliczając wartość sprawności cząstkowej η_c^{EC} produkcji ciepła w elektrociepłowni gazowo-parowej (wzór (11)), za wartość sprawności tzw. elektrowni granicznej przy obliczaniu ilości paliwa obciążającego wytwarzanie energii elektrycznej, należy oczywiście wstawić sprawność elektrowni gazowo-parowej $\eta_{el} = 0,55$. Błędem bowiem byłoby podstawienie do tych obliczeń wartości sprawności elektrowni parowej $\eta_{el} = 0,45$, która jest oczywiście mniejsza od sprawności elektrowni gazowo-parowej. Otrzymana bowiem wówczas dla $\eta_{el} = 0,45$ wyższa wartość sprawności cząstkowej produkcji ciepła wynikałaby nie ze skojarzenia, a z manipulacji liczbami.

Na końcu należy kolejny raz mocno zaznaczyć, że minimalne wartości $\mathcal{E}_{E_{min}}$, które gwarantowałyby ekonomiczną opłacalność stosowania pomp ciepła (wzory (43), (48), (53), (56), (57)), są istotnie większe od wartości $\mathcal{E}_{E_{min}}$ obliczanych ze wzorów (15), (32), które gwarantowałyby ich opłacalność termodynamiczną [5]. Pompy ciepła są zatem nie tylko, że nieopłacalne termodynamicznie, to przede wszystkim są nieopłacalne ekonomicznie. Koniecznie należy przy tym stwierdzić, że ostatecznie to efektywność ekonomiczna decyduje o celowości zastosowania danego rozwiązania technicznego, podczas gdy analiza energetyczna (egzergetyczna) pozwala jedynie na poszukiwanie możliwości doskonalenia realizowanych w układach termodynamicznych procesów cieplnych.

Analiza ekonomiczna elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła

Nawet spełnienie warunków (6), (15), (32) termodynamicznej opłacalności stosowania pomp ciepła nie dowodziłoby jeszcze o celowości ich instalowania w systemach grzewczych. Decydować bowiem o tym powinien rachunek ekonomiczny. W rachunku tym uwzględnia się roczne produkcje ciepła Q_R i elektryczności E_R . Produkcję Q_R oblicza się wykorzystując roczny uporządkowany wykres sumarycznego zapotrzebowania na komunalną moc cieplną \dot{Q}_c zmieniającą się w czasie w zależności od temperatury otoczenia [1, 2] (Q_R jest całką oznaczoną funkcji \dot{Q}_c w przedziale czasu od zera do rocznego czasu τ_R pracy elektrociepłowni). Natomiast produkcję E_R oblicza się mnożąc moc N_{G-G} przez czas τ_R : $E_R = N_{G-G}\tau_R$. Moc elektryczna elektrociepłowni gazowo-gazowej jest bowiem stała, nie zmienia się ze zmianą mocy cieplnej \dot{Q}_c [1]. Aby być jednak precyzyjnym należy zaznaczyć, że moc N_{G-G} także się zmienia, ale wyłącznie w wyniku zmian gęstości powietrza doprowadzanego do sprężarek turbiny gazowej i turboekspandera, która także, co oczywiste, zależy od temperatury otoczenia. W przedstawionych zatem powyżej wzorach termodynamicznych moc N_{G-G} jest zatem mocą średnią w danym zakresie zmian gęstości powietrza. Aby obliczyć wartość E_R można także, co w analizach ekonomicznych jest „wygodne”, posłużyć się rocznym wskaźnikiem σ_R skojarzonej pracy elektrociepłowni: $E_R = \sigma_R Q_R$.

Porównawcza analiza ekonomiczna elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła z elektrociepłownią gazowo-gazową bez pompy

Warunkiem koniecznym ekonomicznej opłacalności stosowania elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła (rys. 2) jest, aby roczny koszt K_{Rc}^{G-G+PC} produkcji w niej ciepła obliczany zgodnie z obowiązującą metodą kosztu unikniętego (kosztem unikniętym jest przychód ze sprzedaży wyprodukowanej w elektrociepłowni w ciągu roku energii elektrycznej $E_R^{G-G+PC}e_{el}$) był niższy od rocznego kosztu K_{Rc}^{G-G} wytwarzanego ciepła w elektrociepłowni bez pompy (rys. 1), przy czym oczywiście obowiązuje warunek (17):

$$K_{Rc}^{G-G+PC} = (z\rho + \delta_{rem})J^{G-G+PC} + K_{pal}^{G-G+PC} + K_{sr}^{G-G+PC} - E_R^{G-G+PC}e_{el} \leq K_{Rc}^{G-G} = (z\rho + \delta_{rem})J^{G-G} + K_{pal}^{G-G} + K_{sr}^{G-G} - E_R^{G-G}e_{el} \quad (35)$$

gdzie:

e_{el} - jednostkowa cena energii elektrycznej,

E_R^{G-G+PC} , E_R^{G-G} - roczna produkcja energii elektrycznej w elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła i w elektrociepłowni bez pompy,

J^{G-G+PC} , J^{G-G} - nakłady inwestycyjne na elektrociepłownię z pompą i bez pompy ciepła,

K_{pal}^{G-G+PC} , K_{pal}^{G-G} - roczne koszty paliwa,

K_{sr}^{G-G+PC} , K_{sr}^{G-G} - roczne koszty za gospodarcze korzystania ze środowiska naturalnego,

$z\rho$ - roczna stopa obsługi kapitału inwestycyjnego (stopa amortyzacji oprowentowanej),

δ_{rem} - stopa kosztów stałych zależnych od nakładów inwestycyjnych (koszty konserwacji i remontów urządzeń),



gdzie (patrz bilans energii - rys. 4):

$$E_R^{G-G+PC} = (1 - \alpha)E_R^{G-G} - E_R^{PC} \quad (36)$$

$$E_R^{PC} = \frac{Q_R^{PC}}{\varepsilon_E} = \frac{\alpha Q_R}{\varepsilon_E} \quad (37)$$

$$K_{pal}^{G-G+PC} = (1 - \alpha)K_{pal}^{G-G} = (1 - \alpha) \frac{Q_R + E_R^{G-G}}{\eta_{EC,R}^{G-G}} e_{gaz} \quad (38)$$

$$J^{G-G+PC} = J^{G-G} - \Delta J^{G-G} + J^{PC} = (1 - \alpha)J^{G-G} + J^{PC} \quad (39)$$

oraz założono, że:

$$\Delta J^{G-G} = \alpha J^{G-G} \quad (40)$$

$$J^{G-G} = N_{G-G} i^{G-G} = \frac{E_R^{G-G}}{\tau_R} i^{G-G} \quad (41)$$

$$J^{PC} = \dot{Q}^{PC} i^{PC} = \frac{\alpha Q_R}{\tau_R} i^{PC} \quad (42)$$

gdzie:

e_{gaz} - jednostkowa cena gazu,

E_R^{PC} - roczne zużycie energii elektrycznej do napędu sprężarki pompy ciepła,

i^{G-G} - jednostkowe (na jednostkę mocy) nakłady inwestycyjne na elektrociepłownię gazowo-gazową (w obliczeniach przyjęto wartość $i^{G-G} = 1400$ PLN/kW [4]; nakłady te dotyczą zarówno elektrociepłowni, jak i elektrowni (rys. 1) o mocy elektrycznej od ok. 80 do 100 MW; należy zaznaczyć, że nakłady i^{G-G} hiperbolicznie maleją ze wzrostem mocy powyżej 80-100 MW i odwrotnie, rosną z maleniem mocy poniżej 80-100 MW),

i^{PC} - jednostkowe (na jednostkę mocy) nakłady inwestycyjne na pompę ciepła,

Q_R - roczna produkcja ciepła w elektrociepłowni gazowo-gazowej z pompą ciepła i bez pompy,

$\eta_{EC,R}^{G-G+PC}$, $\eta_{EC,R}^{G-G}$ - sprawności energetyczne wyznaczone dla okresu rocznego pracy elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła i bez pompy przy czym zachodzi równość $\eta_{EC,R}^{G-G+PC} = \eta_{EC,R}^{G-G}$ (patrz równanie (27)),

τ_R - roczny czas pracy elektrociepłowni (w obliczeniach przyjęto $\tau_R = 8424$ h).

W równaniu (35) można pominąć roczne koszty za gospodarcze korzystanie ze środowiska naturalnego z uwagi, że w dużym stopniu wzajemnie się kompensują.

Po podstawieniu do zależności (35) wzorów od (36) do (41) i następnie dzieląc ją obustronnie przez Q_R otrzymuje się zależność na minimalną wartość wskaźnika $\varepsilon_{E \min}$ efektywności energetycznej sprężarkowej pompy ciepła gwarantującą opłacalność ekonomiczną jej stosowania jak w układzie na rys. 2:

$$\frac{1}{\varepsilon_{E \min}} \leq \frac{e_{gaz}}{e_{el}} \left(\frac{1 + \sigma_R^{G-G}}{\eta_{EC,R}^{G-G}} \right) - \sigma_R^{G-G} + (z\rho + \delta_{rem}) \frac{\sigma_R^{G-G} i^{G-G} - i^{PC}}{\tau_R e_{el}} \quad (43)$$

przy czym roczny wskaźnik skojarzonej pracy elektrociepłowni wyraża się równaniem:

$$\sigma_R^{G-G} = \frac{E_R^{G-G}}{Q_R} = \frac{N_{G-G} \tau_R}{Q_R} \quad (44)$$

Wartości wskaźnika σ_R^{G-G} i sprawności $\eta_{EC,R}^{G-G}$ przedstawiono w [1].



Uzyskana za pomocą wzoru (43) dla danych cen e_{el} , e_{gaz} wartość wskaźnika $\varepsilon_{E\min}$ jest na tyle duża (wielokrotnie większe od wartości uzyskiwanych za pomocą wzorów na termodynamiczną opłacalność ich stosowania), że w praktyce jest ona nieosiągalna dla produkowanych pomp ciepła. Wyznaczając natomiast za pomocą wzoru (43) maksymalną wartość ceny energii elektrycznej e_{el} przy danej cenie gazu e_{gaz} i danej wartości wskaźnika ε_E , otrzymuje się ujemną wartość tej ceny, co oznacza, że pompa musiałaby być dofinansowywana. Jej użytkownik musiałby otrzymywać dotacje w wysokości iloczynu zużytej energii elektrycznej do napędu pompy i otrzymanej ujemnej wartości e_{el} . Inną możliwością, aby użytkownikowi opłacało się stosować pompę ciepła byłoby jej sfinansowanie przez Skarb Państwa.

Porównawcza analiza ekonomiczna elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła z elektrociepłownią gazowo-parową oraz parową

Warunek konieczny ekonomicznej opłacalności stosowania układu z rys. 2 do produkcji ciepła w porównaniu ze źródłem alternatywnym (elektrociepłownią parową lub gazowo-parową) przedstawia się identycznie, jak warunek (35):

$$K_{Rc}^{G-G+PC} = (z\rho + \delta_{rem})J^{G-G+PC} + \frac{Q_R + E_R^{G-G+PC}}{\eta_{EC,R}^{G-G+PC}} e_{gaz} + K_{sr}^{G-G+PC} - E_R^{G-G+PC} e_{el} \leq$$

$$\leq K_{Rc}^{EC} = (z\rho + \delta_{rem})J^{EC} + \frac{Q_R + E_R^{EC}}{\eta_{EC,R}} e_{pal} + K_{sr}^{EC} - E_R^{EC} e_{el} \quad (45)$$

Z zależności (45) wykorzystując równanie (36) otrzymuje się warunek konieczny, jaki musi spełniać wskaźnik efektywności energetycznej pompy ciepła ε_E , aby jej stosowanie w układzie jak na rys. 2 było ekonomicznie opłacalne:

$$\frac{1 + \varepsilon_{E\min} \sigma_R^{G-G+PC}}{\varepsilon_{E\min} \eta_{TG} + (1 - \eta_{TG}) \eta_{u,R}} \leq (\sigma_R^{G-G+PC} - \sigma_R^{EC}) \frac{e_{el}}{e_{gaz}} + \frac{1 + \sigma_R^{EC}}{\eta_{EC,R}} \frac{e_{pal}}{e_{gaz}} + \frac{(z\rho + \delta_{rem})(J^{EC} - J^{G-G+PC})}{Q_R e_{gaz}} \quad (46)$$

Zapisując w (46) nakłady inwestycyjne na elektrociepłownię parową lub gazowo-parową za pomocą wzoru:

$$J^{EC} = N_{el}^{EC} i^{EC} = \frac{E_R^{EC}}{\tau_R} i^{EC} \quad (47)$$

oraz wykorzystując wzory (39) i (41) otrzymuje się ostatecznie:

$$\frac{1 + \varepsilon_{E\min} \sigma_R^{G-G+PC}}{\varepsilon_{E\min} \eta_{TG} + (1 - \eta_{TG}) \eta_{u,R}} \leq (\sigma_R^{G-G+PC} - \sigma_R^{EC}) \frac{e_{el}}{e_{gaz}} + \frac{1 + \sigma_R^{EC}}{\eta_{EC,R}} \frac{e_{pal}}{e_{gaz}} + (z\rho + \delta_{rem}) \left[\frac{\sigma_R^{EC}}{e_{gaz} \tau_R} i^{EC} - (1 - \alpha) \frac{\sigma_R^{G-G}}{e_{gaz} \tau_R} i^{G-G} - \frac{\alpha i^{PC}}{\tau_R e_{gaz}} \right] \quad (48)$$

przy czym wielkości $\sigma_R^{G-G+PC} = E_R^{G-G+PC} / Q_R$, $\sigma_R^{EC} = E_R^{EC} / Q_R$ oznaczają kolejno roczny wskaźnik skojarzonej pracy elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła oraz elektrociepłowni alternatywnej, parowej lub gazowo-parowej. Wskaźnik „chwilowy” σ^{G-G+PC} , tj. wskaźnik odpowiadający chwilowej mocy cieplnej \dot{Q}_c (moc \dot{Q}_c , jak już wspomniano, zmienia się istotnie ze zmianą temperatury otoczenia [1, 2]) i mocy elektrycznej N_{el} (rys. 2) elektrociepłowni wyraża się wzorem:

$$\sigma^{G-G+PC} = \frac{N_{el}}{\dot{Q}_c} = \frac{(1 - \alpha) N_{G-G} - N_{PC}}{\dot{Q}_c} = (1 - \alpha) \sigma^{G-G} - \frac{\alpha}{\varepsilon_E} \quad (49)$$

przy czym:

$$\sigma^{G-G} = \frac{N_{G-G}}{\dot{Q}_c} \quad (50)$$

Oczywiście zachodzi relacja, że $\sigma^{G-G+PC} < \sigma^{G-G}$. Gdy $\alpha = \alpha_{\max}$ (wzór (23)), to $\sigma^{G-G+PC} = 0$.



Ze wzoru (49) oblicza się także, co oczywiste, wartość roczną wskaźnika σ_R^{G-G+PC} . Należy wówczas w (49) za wskaźnik „chwilowy” σ^{G-G} podstawić wartość wskaźnika rocznego σ_R^{G-G} (wartość σ_R^{G-G} przedstawiono w [1]), a za efektywność energetyczną pompy jej wartość realną, która wynosi ok. $\varepsilon_E = 2,5$.

We wzorze (48) roczna wartość wskaźnika skojarzenia dla elektrociepłowni gazowo-parowej równa się $\sigma_R^{EC} = \sigma_R^{G-P} = 4$ [3], dla parowej, a więc gdy w elektrociepłowni realizowany jest obieg Clausiusa-Rankine’a $\sigma_R^{EC} = \sigma_R^{C-R} = 0,6$. Jednostkowe nakłady inwestycyjne dla elektrociepłowni gazowo-parowej można przyjąć w wysokości $i^{EC} = i^{G-P} = 3000$ PLN/kW [4], dla parowej $i^{EC} = i^{C-R} = 5000$ PLN/kW. W przypadku porównania elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła z elektrociepłownią gazowo-parową we wzorze (48) za cenę e_{pal} oczywiście należy podstawić cenę gazu e_{gaz} .

Porównawcza analiza ekonomiczna elektrociepłowni gazowo-gazowej sprzęgniętej ze sprężarkową pompą ciepła z ciepłownią

Podstawiając do wzoru (46) wartość $\sigma_R^{EC} = 0$ oraz za J^{EC} wartość J^K i za sprawność energetyczną elektrociepłowni $\eta_{EC,R}$ sprawność kotła η_K otrzymuje się warunek konieczny, jaki musi spełniać wskaźnik efektywności energetycznej $\varepsilon_{E\min}$ pompy ciepła, aby stosowanie elektrociepłowni gazowo-gazowej z nią sprzęgniętej było opłacalne w porównaniu z ciepłownią:

$$\frac{1 + \varepsilon_{E\min} \sigma_R^{G-G+PC}}{\varepsilon_{E\min} \eta_{TG} + (1 - \eta_{TG}) \eta_{u,R}} \leq \sigma_R^{G-G+PC} \frac{e_{el}}{e_{gaz}} + \frac{1}{\eta_K} \frac{e_{pal}}{e_{gaz}} + \frac{(z\rho + \delta_{rem})(J^C - J^{G-G+PC})}{Q_R e_{gaz}} \quad (51)$$

Zapisując w (51) nakłady inwestycyjne na ciepłownię za pomocą wzoru:

$$J^C = \dot{Q}_C i^C = \frac{Q_R}{\tau_R} i^C \quad (52)$$

oraz wykorzystując wzory (39), (41) i (49) otrzymuje się ostatecznie:

$$\frac{1 + \varepsilon_{E\min} (1 - \alpha) \sigma_R^{G-G} - \alpha}{\varepsilon_{E\min} \eta_{TG} + (1 - \eta_{TG}) \eta_{u,R}} \leq \left[(1 - \alpha) \sigma_R^{G-G} - \frac{\alpha}{\varepsilon_E} \right] \frac{e_{el}}{e_{gaz}} + \frac{1}{\eta_K} \frac{e_{pal}}{e_{gaz}} + (z\rho + \delta_{rem}) \left[\frac{i^C - \alpha i^{PC} - (1 - \alpha) \sigma_R^{G-G} i^{G-G}}{e_{gaz} \tau_R} \right] \quad (53)$$

gdzie:

i^C - jednostkowe (na jednostkę mocy cieplnej) nakłady inwestycyjne na ciepłownię.

Podsumowanie i wnioski

Dla cen gazu $e_{gaz} = 28, 24, 20$ PLN/GJ, cen węgla $e_{pal} = 13, 11, 9$ PLN/GJ, rocznych wartości wskaźników skojarzenia $\sigma_R^{G-G} = 3, \sigma_R^{G-P} = 4, \sigma_R^{C-R} = 0,6$, jednostkowych nakładów inwestycyjnych $i^{G-G} = 1400$ PLN/kW, $i^{G-P} = 3000$ PLN/kW, $i^{C-R} = 5000$ PLN/kW, $i^C = 1,5$ PLN/MW, $i^{PC} = 1$ PLN/MW obliczone za pomocą wzorów (43), (48), (53) wartości $\varepsilon_{E\min}$ dla cen energii elektrycznej $e_{el} \in \langle 400; 1200 \text{ PLN/MWh} \rangle$ przyjmują wartości ujemne. Aby uzyskać dodatnie wartości $\varepsilon_{E\min}$, to cena energii elektrycznej musiałaby być ujemna. Wynika z tego, że układ ze sprężarkową pompą ciepła przedstawiony na rys. 2 wymaga, jak już zaznaczono wyżej, dotacji. Dotowany musi być koszt jego eksploatacji w wysokości iloczynu zużytej energii elektrycznej do napędu pompy i ujemnej wartości e_{el} . Także sama pompa wymagałaby dofinansowania. Równie nieopłacalne jak układ z rys. 2 są sprzęgnięte z pompą elektrociepłownie gazowo-parowe, silniki tłokowe i turbiny gazowe [5].

Analiza ekonomiczna samodzielnie pracującej sprężarkowej pompy ciepła

W celu uogólnienia rozważań przeanalizowano także efektywność ekonomiczną sprężarkowej pompy ciepła pracującej samodzielnie (rys. 3). W rozdziale 2 przeprowadzono analizę termodynamiczną takiej pracy.



Porównawcza analiza ekonomiczna pracującej samodzielnie sprężarkowej pompy ciepła z elektrociepłownią parową, gazowo-parową i gazowo-gazową

Warunek konieczny ekonomicznej opłacalności stosowania samodzielnie pracującej pompy ciepła (rys. 3) w porównaniu z elektrociepłownią wyraża się równaniem:

$$K_{Rc}^{PC} = (z\rho + \delta_{rem})J^{PC} + \frac{Q_R}{\varepsilon_E} e_{el} + K_{sr}^{PC} \leq K_{Rc}^{EC} = (z\rho + \delta_{rem})J^{EC} + \frac{Q_R + E_R}{\eta_{EC,R}} e_{pal} + K_{sr}^{EC} - E_R e_{el} \quad (54)$$

(składnik $\frac{Q_R e_{el}}{\varepsilon_E}$ we wzorze (54) oznacza koszt zakupu energii elektrycznej do napędu pompy).

Z zależności (54) otrzymuje się warunek konieczny, jaki musi spełniać wskaźnik efektywności energetycznej $\varepsilon_{E\min}$ pracującej samodzielnie pompy, aby jej stosowanie było opłacalne w porównaniu z elektrociepłownią:

$$\frac{1}{\varepsilon_{E\min}} \leq \frac{e_{pal}}{e_{el}} \left(\frac{1 + \sigma_R^{EC}}{\eta_{EC,R}} \right) - \sigma_R^{EC} + \frac{(z\rho + \delta_{rem})(J^{EC} - J^{PC})}{Q_R e_{el}} \quad (55)$$

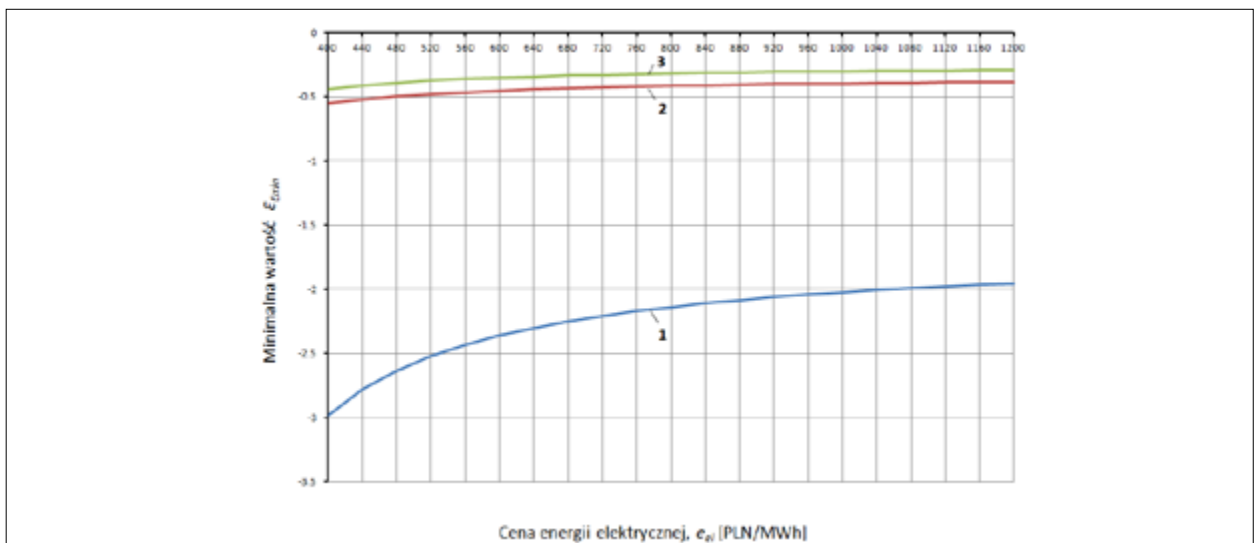
i wykorzystując równania (42) i (47) ostatecznie otrzymuje się:

$$\frac{1}{\varepsilon_{E\min}} \leq \frac{e_{pal}}{e_{el}} \left(\frac{1 + \sigma_R^{EC}}{\eta_{EC,R}} \right) - \sigma_R^{EC} + (z\rho + \delta_{rem}) \frac{\sigma_R^{EC} i^{EC} - i^{PC}}{e_{el} \tau_R} \quad (56)$$

Spełnienie warunków (46) i (55) jest możliwe jedynie przy bardzo małych nakładach inwestycyjnych J^{PC} na pompę, niskiej cenie energii elektrycznej e_{el} i wysokiej cenie paliwa e_{pal} .

Warunki (46) i (55) są na ogół ostrzejsze od warunków (6), (15) i (32) termodynamicznej opłacalności stosowania sprężarkowych pomp ciepła. Uzyskiwane bowiem wartości wskaźnika ε_E za pomocą wzorów (46) i (55) są istotnie większe od wartości wskaźników uzyskiwanych za pomocą wzorów (6), (15) i (32).

Obliczone za pomocą wzoru (56) wartości $\varepsilon_{E\min}$ przedstawiono na rys. 5. Jednostkowe nakłady inwestycyjne na pompę ciepła przyjęto w wysokości $i^{PC} = 1$ mln PLN/MW.



Rys. 5. Minimalna wartość $\varepsilon_{E\min}$ w funkcji ceny energii elektrycznej e_{el} z ceną paliwa e_{pal} , wskaźnikiem skojarzenia σ_R^{EC} jako parametrami (1 - elektrociepłownia parowa, $e_{pal} = 11$ PLN/GJ, $\sigma_R^{EC} = \sigma_R^{C-R} = 0,6$, $i^{EC} = 5$ mln PLN/MW; 2 - elektrociepłownia gazowo-gazowa, $e_{pal} = 24$ PLN/GJ, $\sigma_R^{EC} = \sigma_R^{G-G} = 3$, $i^{EC} = 1,4$ mln PLN/kW; 3 - elektrociepłownia gazowo-parowa, $e_{pal} = 24$ PLN/GJ, $\sigma_R^{EC} = \sigma_R^{G-P} = 4$, $i^{EC} = 3$ mln PLN/MW)

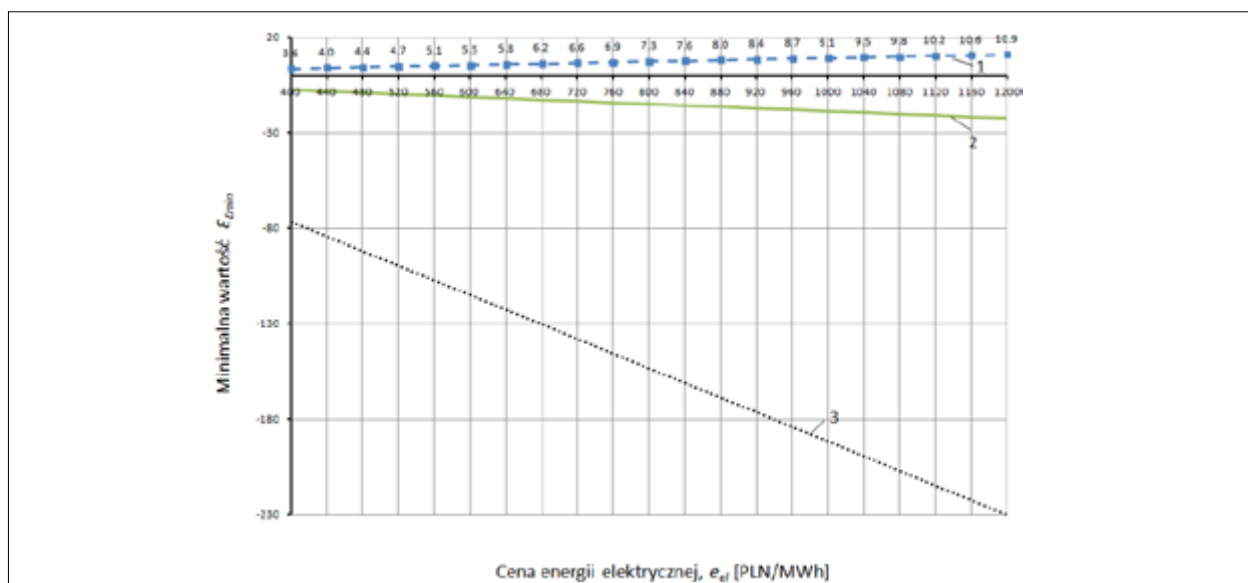
Porównawcza analiza ekonomiczna pracującej samodzielnie sprężarkowej pompy ciepła z kotłownią domową

W sytuacji, gdy sprężarkowa pompa ciepła miałaby zastępować kotłownię domową ($\sigma_R^{EC} = 0$), zależność (55) redukuje się do postaci:

$$\frac{1}{\varepsilon_{E \min}} \leq \frac{e_{pal}}{e_{el}} \frac{1}{\eta_K} + \frac{(z\rho + \delta_{rem})(J^K - J^{PC})}{Q_R e_{el}}, \quad (57)$$

Obliczone za pomocą wzoru (57) wartości $\varepsilon_{E \min}$ dla $J^{PC} = 60\ 000$ PLN i $J^K = 25\ 000$ PLN przedstawiono na rys. 6.

Wstawiając do (57) za cenę zakupu energii elektrycznej przez indywidualnych odbiorców wynoszącą aktualnie w Polsce wartość $e_{el} = 600$ PLN/MWh i cenę oleju opałowego $e_{pal} = 55$ PLN/GJ oraz dane dla domu jednorodzinnego: zużycie roczne ciepła $Q_R = 150$ GJ/r., nakłady kapitałowe pod klucz na pompę $J^{PC} = 60\ 000$ PLN (największy udział w tych nakładach mają roboty budowlano-montażowe na montaż parowacza pompy w ziemi na głębokości ok. 1,5 m na przydomowej działce o powierzchni co najmniej 500 m²), nakłady pod klucz na kotłownię domową $J^K = 25\ 000$ PLN oraz podstawiając za $z\rho + \delta_{rem} = 0,112$ (stopa oprocentowania kapitału inwestycyjnego wynosi wówczas $r = 5\%$, liczba lat amortyzacji równa się 20 lat, stopa kosztów konserwacji i remontów pompy wynosi $\delta_{rem} = 0,03$, okres trwania budowy instalacji centralnego ogrzewania z kotłem lub pompą równa się 1 rok) i za sprawność kotła kondensacyjnego wartość równą tylko $\eta_K = 0,97$, otrzymuje się, że wskaźnik $\varepsilon_{E \min}$ powinien być większy od 5,5 (rys. 6). W rzeczywistości wskaźnik $\varepsilon_{E \min}$ powinien być jeszcze większy, gdyż nakłady $J^{PC} = 60\ 000$ PLN są zaniżone. Zwiększając nakłady inwestycyjne J^{PC} okazuje się, że $\varepsilon_{E \min}$ zaczyna przyjmować wartości ujemne (rys. 6), co oznacza, że eksploatacja pompy ciepła musi być dotowana. Bezwzględna bowiem wartość ujemnej wartości drugiego składnika prawej strony nierówności (57) zaczyna wówczas przyjmować wartości większe od dodatniej wartości składnika pierwszego. Aby zatem zachodziła relacja mniejszościowa strony lewej od prawej, to cena energii elektrycznej e_{el} musi być ujemna, co w praktyce właśnie oznacza, że użytkownik pompy musiałby otrzymywać dotacje w wysokości iloczynu zużytej energii elektrycznej do napędu pompy i ujemnej wartości e_{el} . Ujemne wartości wskaźnika $\varepsilon_{E \min}$ mają miejsce na przykład w przypadku pompy o nakładach $J^{PC} = 60\ 000$ PLN, gdy w kotłowni spalany jest gaz ziemny lub węgiel (rys. 6). W sytuacji gdy nakłady J^{PC} wynosiłyby nawet tylko 40 000 PLN, to dla ceny energii elektrycznej $e_{el} = 600$ PLN/MWh i ceny gazu równej 24 PLN/GJ wskaźnik $\varepsilon_{E \min}$ musiałby być większy od 12,3, a dla ceny węgla aż od 1444. Pompa ciepła zastępująca kotłownię jest zatem zawsze nieopłacalna ekonomicznie w tym większym stopniu im tańsze jest paliwo, nawet gdyby była efektywna termodynamicznie (patrz wzór (16)).



Rys. 6. Minimalna wartość $\varepsilon_{E \min}$ w funkcji ceny energii elektrycznej e_{el} z ceną paliwa e_{pal} jako parametrem (1 - olej opałowy $e_{pal} = 55$ PLN/GJ, 2 - węgiel $e_{pal} = 11$ PLN/GJ, 3 - gaz $e_{pal} = 24$ PLN/GJ)



Podsumowanie i wnioski końcowe

Przedstawione w pracy wyniki analiz termodynamicznych i ekonomicznych pozwalają sformułować końcowe wnioski:

- stosowanie pomp ciepła jest całkowicie termodynamicznie nieopłacalne. Minimalna bowiem wartość wskaźnika efektywności $\varepsilon_{E \min}$ gwarantująca ich opłacalność (wzory (15), (32)) musiałaby być bardzo istotnie większa od wartości rzeczywistej wynoszącej $\varepsilon_E \approx 2,5$. Jest tak dlatego, gdyż zużycie energii chemicznej paliw kopalnych do produkcji ciepła w układach z pompami jest znacznie większe od zużycia w elektrociepłowniach;
- w jeszcze wyższym stopniu stosowanie pomp ciepła jest nieopłacalne ekonomicznie. Minimalna bowiem wartość wskaźnika efektywności gwarantująca ekonomiczną opłacalność (wzory (43), (48), (53), (56), (57)) jest wielokrotnie większa od wartości wskaźnika termodynamicznego (wzory (15), (32)). Koszt bowiem ciepła uzyskiwanego z układów z pompą jest znacznie wyższy od kosztów ze źródeł bez pompy. Jest nawet większy od kosztu ciepła z kotłowni domowej, w której spalany byłby najdroższy spośród wszystkich paliw olej opałowy. Tak wysoki koszt ciepła w układach z pompami wynika, jak już zaznaczono, a co bardzo istotne, z większego zużycia w nich paliw kopalnych do jego produkcji;
- najtańsze ciepło grzejne jest uzyskiwane w procesie skojarzonym, tj. gdy jest ono wytwarzane jednocześnie z produkcją elektryczności w elektrociepłowniach, gdyż jak już wielokrotnie zaznaczano - najmniejsze jest wówczas zużycie paliw kopalnych.

Warunkiem koniecznym ekonomicznej opłacalności stosowania sprężarkowych pomp ciepła byłyby bardzo niskie ceny napędzającej je energii elektrycznej przy jednocześnie bardzo wysokich cenach paliw kopalnych zasilających alternatywne źródła ciepła. Ale nawet w sytuacji, gdy dostępna byłaby tania energia elektryczna na przykład ze zamortyzowanych elektrowni wodnych lub jądrowych, instalowanie pomp ciepła nie ma uzasadnienia. Bardziej opłacalne jest bowiem wówczas stosowanie bardzo taniego inwestycyjnie ogrzewania elektrycznego. W przypadku bowiem pomp konieczna jest szczególnie bardzo kosztowna inwestycyjnie głęboka ingerencja w środowisko naturalne, wynikająca z konieczności instalowania parowaczy pomp. Co więcej, taka ingerencja jest szkodliwa ekologicznie, niszczy środowisko naturalne. Jest przy tym trudnym do oszacowania w jednostkach pieniężnych źródłem długofalowych kosztów ekologicznych, które także należałoby uwzględnić w rachunku ekonomicznym, co w jeszcze wyższym stopniu powodowałoby nieopłacalność ekonomiczną stosowania pomp.

Sumując, stosowanie pomp ciepła wymaga subwencji ze Skarbu Państwa - zarówno do ich instalowania, jak i ich eksploatacji.

Oceniając celowość stosowania pomp ciepła należy także zwrócić uwagę na fakt, że decyzja o produkowaniu pomp może wynikać, używając eufemizmu, z błędnej polityki energetycznej prowadzonej przez państwo. Nie używając natomiast eufemizmu należy jednoznacznie stwierdzić, że jest świadomym wprowadzaniem ludzi w błąd przy użyciu propagandy o rzekomej opłacalności termodynamicznej i ekonomicznej pomp. Jedynymi beneficjentami takiej „polityki” jest państwo osiągające korzyści budżetowe z rozwijania u siebie ich produkcji, by je przede wszystkim eksportować. Korzyści osiągają również sprzedawcy pomp oszukując bez skrępowań ludzi w myśl ponadczasowej prawdy: *pecunia non olet*. W praktyce z pomp korzystają nieliczni, a za ich użytkowanie płacą wszyscy podatnicy, gdyż to z ich pieniędzy muszą być one dotowane. Na dotacje stać tylko bogate państwa, na przykład Niemcy. Tam gdzie nie ma dotacji, koszty instalowania i eksploatacji pomp ponoszą sami ich użytkownicy będąc nieświadomymi tego, że jest to wysoce nieopłacalne. Niewiele bowiem ludzi zna się na termodynamice, gdy tymczasem większość ludzi bardzo łatwo ulega propagandzie. Niestety, w tej niedopuszczalnej propagandzie często biorą udział ludzie nauki pisząc o pompach ciepła pozytywnie, jako o godnych polecenia „zielonych” źródłach ciepła. Gdzie jest ich rzetelność naukowa, którą powinni się kierować?! Należy jeszcze raz dobitnie zaznaczyć, że pompy ciepła są rakiem toczącym energetykę, środowisko i kieszenie ich potencjalnych użytkowników w sytuacji braku dotacji.

Jedynymi pompami ciepła, które pomimo wysokich kosztów energii elektrycznej je napędzającej mają głębokie uzasadnienie, to ziębiarki głębokiego mrożenia, chłodnie spożywcze, czy w końcu lodówki. Chronią bowiem najcenniejszą rzecz w życiu człowieka, żywność, i dlatego wysokie koszty ich eksploatacji są w pełni akceptowalne.

Podsumowując należy sformułować ogólną prawdę, że aby osiągnąć coś, co jest przeciwne procesom naturalnym, na przykład by przepływ ciepła odbywał się od temperatury niższej do wyższej, należy liczyć się z ponoszeniem dużych kosztów ekonomicznych i ekologicznych. □

Literatura

Bartnik R., Buryn Z., Hnydiuk-Stefan A.: Thermodynamic and economic analysis of a gas turbine set coupled with a turboexpander in a hierarchical gas-gas system. *Energy* 2020, 190, 116394, doi:10.1016/j.energy.2019.116394.

Bartnik R., Buryn Z., Hnydiuk-Stefan A., Otawa A., Skomudek W.: Thermodynamic and Economic Analysis of Trigenation System Comprising a Hierarchical Gas-Gas Engine for Production of Electricity, Heat and Cold. *Energies* 2020, 13, 1006; doi:10.3390/en13041006.

Bartnik R.: Elektrownie i elektrociepłownie gazowo-parowe. Efektywność energetyczna i ekonomiczna, WNT, Warszawa 2009 (reprint 2012 WNT, 2017 PWN).

Gas Turbine World. 2007-2008 *GTW Handbook*; Pequot Publication, Inc.: Southport, UK; 2007, Volume 26.

Bartnik R., Bartnik B.: *Rachunek ekonomiczny w energetyce*, WNT, Warszawa 2014.

