

Jarosław MIKIELEWICZ

Instytut Maszyn Przepływowych - Gdańsk

ODZYSK CIEPŁA ODPADOWEGO ZA POMOCĄ OBIEGÓW FREONOWYCH

Streszczenie. W pracy przedstawiono problematykę odzysku ciepła odpadowego. Wskazano, że dla wyższych temperatur nośnika ciepła, powyżej 200°C, opłacalna jest zamiana ciepła na energię mechaniczną lub elektryczną. Dla temperatur nośnika poniżej 400°C najlepiej do tego celu nadają się obiegi z niskowrzącym czynnikiem roboczym, np. freony. Na podstawie zmian entropii przeprowadzono analizę strat nieodwracalności w obiegu oraz określono maksymalną możliwą sprawność obiegu. Przedyskutowano wady i zalety stosowania freonów jako czynników roboczych w obiegach termodynamicznych wytwarzających pracę. Stwierdzono, że korzystne jest stosowanie parametrów nadkrytycznych freonu w celu uzyskania wysokich sprawności obiegu. Przedstawiono niektóre zagadnienia projektowe instalacji freonowych. Wskazano na korzystne parametry geometryczne turbiny freonowej oraz na konieczność stosowania intensyfikacji wymiany ciepła w wymiennikach obiegu.

1. WPROWADZENIE

Ciągły wzrost cen paliw konwencjonalnych powoduje zwiększenie się udziału kosztu energii w procesach produkcyjnych. Gospodarka w przedsiębiorstwach jest tylko wtedy racjonalna, gdy jest oszczędna z punktu widzenia materiałów i energii. Oszczędność energii polega między innymi na właściwym wykorzystaniu ciepła odpadowego w procesie produkcyjnym.

Ilości ciepła odpadowego powstające w różnych procesach przemysłowych są ogromne. Wobec braku wiarygodnych danych odnoszących się do gospodarki krajowej można dla ilustracji przytoczyć dane amerykańskie, z których wynika, że ciepło odpadowe przy stosowaniu nowoczesnych technologii wynosi około 36%-39% zapotrzebowania na energię pierwotną przemysłu [1]. Prawdopodobnie w warunkach krajowych, gdzie dominują urządzenia i instalacje zaprojektowane w okresie taniej energii, ten udział ciepła odpadowego jest znacznie większy. O użyteczności ciepła odpadowego decydują parametry jego nośnika (egzergia czynnika będącego do dyspozycji), a więc: wody chłodzącej z procesów, gazów wylotowych z pieców, spalin z silników wysokoprężnych i turbin itp.

Wykorzystanie ciepła odpadowego uzależnione jest od:

- ilości ciepła,

- zapotrzebowania i rodzaju zapotrzebowanej energii,
- rodzaju i parametrów nośnika ciepła odpadowego.

Najprostszy i najczęstszy sposób wykorzystania ciepła odpadowego to podgrzew wody do celów sanitarnych i ogrzewanie pomieszczeń. W przemyśle zapotrzebowanie na ciepło do tych celów jest zwykle znacznie niższe od będącej do dyspozycji ilości ciepła odpadowego.

Nadmiar ciepła wykorzystuje się do podgrzewu szklarni, stawów rybnych lub, jeżeli lokalizacja na to pozwala, przesyła się ciepło do innych odbiorców. Transport na zbyt duże odległości, ze względu na straty i koszt instalacji, jest zwykle mało opłacalny.

Wyżej podany sposób wykorzystania ciepła odpadowego stosuje się w przypadkach, gdy parametry nośnika ciepła są niskie (temperatura nie przekracza 200°C).

W przypadku wyższych parametrów nośnika ciepła odpadowego (temperatury) należy rozważyć możliwość zamiany ciepła na energię mechaniczną lub elektryczną. Ta forma energii może być zawsze przekształcona całkowicie w inną dogodną postać, np. przez wytwarzanie sprężonego powietrza lub pary do procesów przemysłowych itp.

2. PODSTAWY TEORETYCZNE ZAMIANY CIEPŁA NA ENERGIĘ MECHANICZNĄ

Zamiana ciepła w pracę odbywa się zgodnie, z II zasadą termodynamiki, z pewną sprawnością mniejszą od sprawności obiegu Carnota:

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{T_1},$$

która jest zdeterminowana przez temperaturę nośnika T_1 i temperaturę otoczenia T_0 .

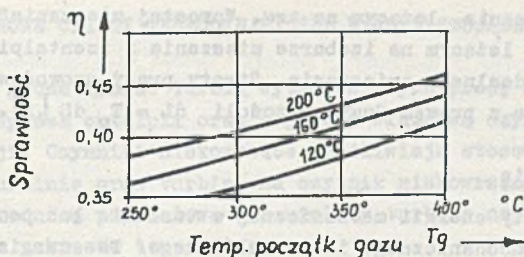
W praktyce temperatura nośnika podczas oddawania ciepła zmniejsza się od temperatury T_1 do temperatury T_2 .

Teoretyczna maksymalna sprawność procesu wykorzystującego ciepło odpadowe może dla tych warunków być określona zależnościami:

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{T_1 - T_2} \ln \frac{T_1}{T_2}.$$

Na rys. 1 zilustrowano powyższą zależność. Dotyczy ona idealnego odwracalnego obiegu wykorzystującego ciepło odpadowe. W rzeczywistym obiegu istnieją straty nieodwracalności spowodowane między innymi:

- a) różnicą temperatur, która powoduje wymianę ciepła bez wykonania pracy,
- b) mieszaniem się czynników o różnych temperaturach bez wykonania pracy,



Rys. 1. Sprawności obiegów idealnych w zależności od temperatury początkowej i końcowej nośnika ciepła

Fig. 1. Ideal cycle efficiency as a function of initial and final temperature of heat carrier

c) tarcie w maszynach cieplnych (turbinach, pompach) powodującym powtórna zamianę energii mechanicznej w ciepło.

1.1. Straty spowodowane gradientem temperatury

Założmy, że ciepło dQ jest zabierane z nośnika o temperaturze T_g i odprowadzane przy temperaturze T_o . Wówczas, praca maksymalna, którą można uzyskać, wynosi:

$$dQ \left(1 - \frac{T_o}{T_g}\right);$$

nośnik traci entropię:

$$\frac{dQ}{T_g}.$$

W rzeczywistości doprowadza się ciepło do obiegu przy temperaturze $T_f < T_g$ tak, że czynnik roboczy zyskuje entropię:

$$\frac{dQ}{T_f}.$$

Ostatecznie strata pracy spowodowana różnicą temperatur $T_g - T_f$ wynosi:

$$dQ \left(1 - \frac{T_o}{T_g}\right) - dQ \left(1 - \frac{T_o}{T_f}\right) = T_o \left(\frac{dQ}{T_f} - \frac{dQ}{T_g}\right) = T_o dS.$$

1.2. Straty nieodwracalności spowodowane zmieszaniem

Podczas izobarycznego mieszania nieodwracalnego czynników o różnych temperaturach następuje przyrost entropii dS między stanem wynikającym

z odwracalnego mieszania, leżącym na tzw. "prostej mieszania" a stanem końcowym zmieszania leżącym na izobarze mieszania i izentalpii przechodzącej przez stan idealnego zmieszania. Straty pracy spowodowane zmieszaniem wynoszą zgodnie z prawem Gouy'a-Stodoli $dL = T_0 dS [2]$.

1.3. Straty tarcia

Założmy, że straty energii mechanicznej w turbinie lub pompie wynoszą dL wskutek tarcia mechanicznego i hydraulicznego. Ta energia zamienia się na ciepło:

$$dL = dQ$$

przy temperaturze T . To ciepło może wykonać potencjalnie możliwą pracę:

$$dQ \left(1 - \frac{T_0}{T}\right).$$

Netto strata potencjalnej pracy będzie więc wynosiła:

$$dL - dQ \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = T_0 \frac{dQ}{T} = T_0 dS.$$

Każdy z procesów nieodwracalnych prowadzi do wzrostu wytwarzanej entropii w układzie, a w konsekwencji prowadzi to do strat potencjalnie możliwej pracy. Stratę pracy określa prawo Gouy'a-Stodoli:

$$dL_{st} = T_0 dS.$$

Straty pracy można również wyznaczyć na podstawie analizy egzergetycznej obiegu, gdyż zdolność do wykonania pracy nośnika określa jego egzergia, a bilans egzergii straty pracy w obiegu [3].

Największe straty egzergii w procesie odzysku ciepła odpadowego zachodzą w generatorze pary czynnika niskowrzącego.

Temperatura maksymalna w obiegu jest zawsze mniejsza od temperatury nośnika ciepła odpadowego. Aby straty egzergii w generatorze pary czynnika roboczego były możliwie najmniejsze, powinna być możliwie najmniejsza średnia różnica temperatur między temperaturą nośnika a temperaturą doprowadzenia ciepła do obiegu. W zależności od temperatury nośnika ciepła odpadowego mogą być stosowane różne czynniki robocze w obiegu termodynamicznym wytwarzającym pracę.

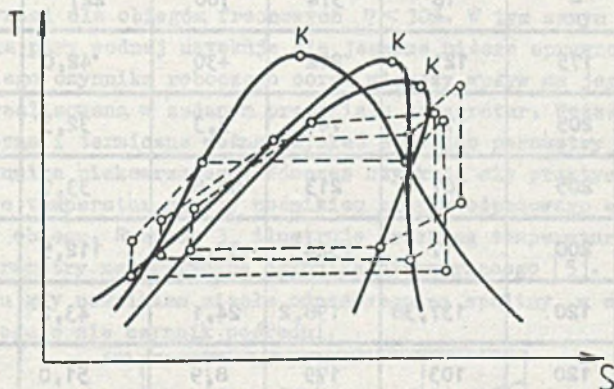
Jak wykazują analizy, dla temperatur nośnika powyżej 400°C stosuje się parę wodną. Natomiast poniżej temperatury 400°C stosuje się czynniki niskowrzące, np. freony.

3. FREONOWE OBIEGI TERMODYNAMICZNE WYKORZYSTUJĄCE CIEPŁO ODPADOWE

Wymiary geometryczne turbin wytwarzających pracę mechaniczną determinuje moc, spadek entalpii oraz objętość właściwa czynnika roboczego w końcu ekspansji. Czynniki niskowrzące umożliwiają stosowanie mniejszej ilości stopni w turbinie oraz turbina na czynnik niskowrzący posiada znacznie mniejszą średnicę podziałową niż miałaby turbina na parę wodną, pracująca w tym samym zakresie temperatur.

Czynniki niskowrzące (freony) mają większy ciężar molekularny niż woda. Przy określonej temperaturze prędkość dźwięku osiągana w przyrządach ekspansyjnych turbiny jest odwrotnie proporcjonalna do ciężaru molekularnego. Stąd, dla freonów prędkości dźwięku są niższe niż dla pary wodnej. Spadek entalpii freonu w turbinie, który dla zadanego przedziału temperatur jest dużo mniejszy niż dla pary wodnej, powoduje, że wystarcza do jego opanowania jednostopniowa turbina pracująca na freon. Mała objętość właściwa par freonu w końcu ekspansji prowadzi do małych powierzchni wylotowych turbiny.

Czynniki niskowrzące charakteryzują się ponadto korzystnym przebiegiem krzywej granicznej (rys. 2).



Rys. 2. Krzywe graniczne freonów o różnym nachyleniu z zaznaczonymi obiegami

Fig. 2. Limiting Freon curves with different inclination and with cycles being indicated

Krzywa graniczna w układzie $i-s$ jest stroma lub w niektórych przypadkach dodatkowo pochylona, dla freonów. Dla takich czynników roboczych nie istnieje w zasadzie problem granicznego zawilgocenia w końcu ekspansji w turbinie, a więc i problem erozji układu łopatkowego. Podczas ekspansji stopień zawilgocenia na ogół nie wzrasta, a dla niektórych freonów nawet zmniejsza się. Upraszczają to znacznie obieg termodynamiczny. Nie jest

wymagany przegrzewacz pary, a w przypadku, gdy koniec ekspansji turbiny wypada w pobliżu krzywej granicznej, również można zrezygnować i ze schładzacza pary. Znikome zawilgocenie w końcu ekspansji powoduje, że sprawność wewnętrzna turbiny freonowej jest wyższa niż turbiny pracującej na parę wodną.

Inną pozytywną cechą freonów jest to, że ciśnienie w końcu ekspansji jest wyższe od ciśnienia otoczenia. Wyklucza to problemy związane z próżnią w skraplaczu.

Tabela 1

Tabela własności czynników wg [4]

Nazwa czynnika	Granica stabilności	Ciepłota molekularna	Temperatura krytyczna	Temperatura wrzenia	Ciśnienie krytyczne	Objętość władciwa pary w temperaturze 25°C
			°C	°C	bar	m ³ /kg
Woda	-	18	374	100	227	43,98
R-12	175	121	212	+30	42,0	0,027
R-114	205	171	146	3,3	32,3	0,0611
R-113	205	187	213	92,8	33,7	0,1255
Amoniak	200	17	1324	-33,4	112,5	0,1283
R-11	120	137,38	198,2	24,1	43,2	0,1645
R-21	120	103	179	8,9	51,0	0,1266
R-22	550	86	87	-40,8	48,5	0,0223

W tabeli 1 zestawiono niektóre perspektywiczne dla odzysku ciepła odpadowego czynniki organiczne oraz ich własności termofizyczne wg [4]. O wyborze odpowiedniego czynnika roboczego obiegu wykorzystującego ciepło odpadowe decydują własności termofizyczne czynnika, a także jego stabilność termiczna, koszt wytworzenia, oddziaływanie na człowieka, własności chemiczne. Do niedogodności czynników niskowrzących należy ich wyjątkowa przenikliwość i oddziaływanie na materiały konstrukcyjne. Instalacje wymagają specjalnych uszczelnień.

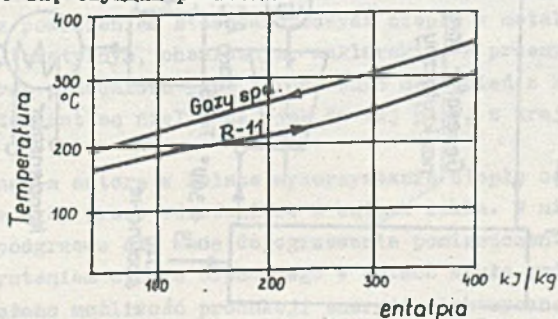
Jednakże zalety przeważają i freony coraz częściej są stosowane w instalacjach energetycznych.

Ostatecznie o celowości zastosowania nowych niskowrzących czynników w obiegach odzyskujących ciepło odpadowe decyduje rachunek ekonomiczny. Przy obecnie stosunkowo niskich cenach paliwa poważnym składnikiem kosztu jest koszt inwestycyjny, w którym ze względu na małe wymiary turbiny duży udział mają wymienniki ciepła. O ich wymiarach decydują różnice temperatur potrzebne na przekazanie ciepła oraz współczynniki wnikania ciepła.

Istotne są wielkości współczynników wnikania ciepła, gdyż różnice temperatur potrzebne na przekazanie ciepła przyjmuje się możliwie jak najmniejsze ze względu na sprawność obiegu. Współczynniki wnikania ciepła dla procesów wrzenia w generatorze pary oraz kondensacji w skraplaczu obiegu są niższe niż dla pary wodnej i wymagają specjalnych zabiegów intensyfikujących wymianę ciepła. I tak np. dla kondensacji stosuje się rury żebrowane o drobnych niskich żebrach, a dla wrzenia - odparowanie w cienkich warstwach, wrzenie w przepływie itp.

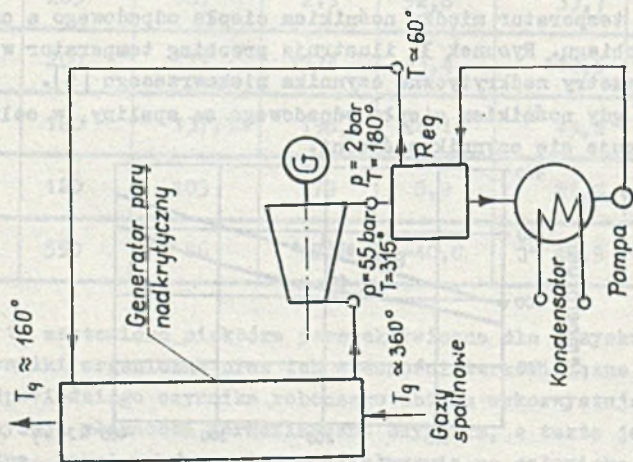
We współczesnie projektowanych instalacjach przyjmuje się coraz większy udział kosztów eksploatacji w kosztach całkowitych produkcji i jednostkowej energii mechanicznej lub elektrycznej. Z kosztami eksploatacyjnymi nierozdzielnie związana jest sprawność obiegu, która ze względu na niewielką różnicę temperatur między górnym i dolnym źródłem jest stosunkowo niska i wynosi dla obiegów freonowych $\eta < 30\%$. W tym samym zakresie temperatur dla pary wodnej uzyskuje się jeszcze niższe sprawności. Na wybór odpowiedniego czynnika roboczego coraz większy wpływ ma jego sprawność obiegowa realizowana w zadanym przedziale temperatur. Wyższe sprawności energetyczne i termiczne można uzyskać stosując parametry nadkrytyczne obiegu czynnika niskowrzącego. Wówczas uzyskuje się praktycznie najmniejsze różnice temperatur między nośnikiem ciepła odpadowego a czynnikiem roboczym w obiegu. Rysunek 3 ilustruje przebieg temperatur w wytwornicy pary na parametry nadkrytyczne czynnika niskowrzącego [5].

W przypadku gdy nośnikiem ciepła odpadowego są spaliny, w celu uniknięcia wybuchu stosuje się czynnik pośredni.

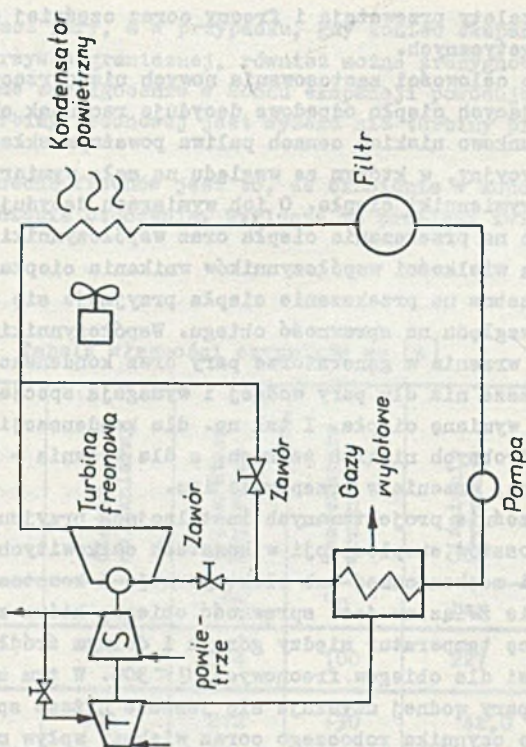


Rys. 3. Przebieg temperatur w generatorze pary freonu R-11

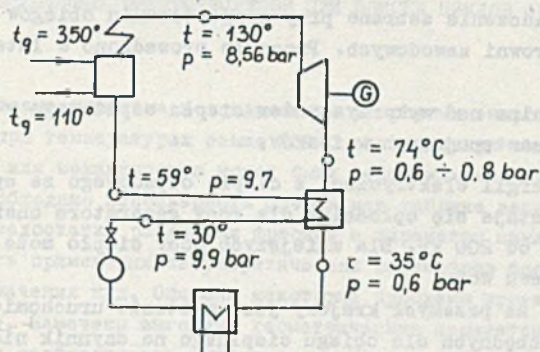
Fig. 3. Temperature running in Freon R-11 vapour generator



Rys. 4. Obieg czynnika R-11 [5] wykorzystujący ciepło odpadowe
 Fig. 4. Agent R-11 cycle [5] with utilization of waste heat



Rys. 5. Obieg wykorzystujący ciepło odpadowe [6]
 Fig. 5. Cycle utilizing waste heat [6]



Rys. 6. Obieg na freon R-113 wykorzystujący ciepło odpadowe [7]

Fig. 6. Freon R-113 cycle utilizing waste heat [7]

Jak dotychczas, obiegi z czynnikami niskowrzącymi nie zostały w pełni przebadane w energetycznych instalacjach przemysłowych i są wciąż badane i udoskonalane. Schematy kilku pracujących instalacji opisano w [5, 6, 7]. Rysunki 4, 5 i 6 przedstawiają niektóre instalacje.

4. ZAKOŃCZENIE

Zagadnienie wykorzystania ciepła odpadowego jest przedmiotem intensywnych studiów i badań we wszystkich najważniejszych ośrodkach zajmujących się problematyką energetyki. Wdrożeniem do praktyki instalacji wykorzystujących ciepło odpadowe w krajach wysoko uprzemysłowionych zajmują się wyspecjalizowane firmy, które oferują gotowe urządzenia na różne parametry nośnika ciepła odpadowego.

Do 1982 r. 20 firm zrealizowało przeszło dwa tysiące takich instalacji. Zastosowano w nich 50 różnych rozwiązań oraz 16 różnych czynników roboczych.

Do tej pory z powodzeniem stosowano odzysk ciepła w metalurgii, przemyśle papierniczym, tekstylnym, chemicznym, szklarskim, w przemyśle okrętowym itp. W literaturze przedmiotu jest bardzo dużo doniesień z krajów kapitalistycznych, natomiast są nieliczne, jak do tej pory, z krajów socjalistycznych.

Według rozeznania autora w Polsce wykorzystanie ciepła odpadowego jest znikome. Podjęte były prace wdrożeniowe w hutach szkła. W niektórych z nich spalinami podgrzewa się wodę do ogrzewania pomieszczeń. Prace nad szerszym wykorzystaniem ciepła odpadowego w hutach szkła podjęto w 1984 r. w IMP PAN. Rozważano możliwość produkcji energii elektrycznej z ciepła odpadowego przy wykorzystaniu do tego celu freonów [8].

W ocenie możliwości technicznych i ekonomicznych przedsięwzięcia wykorzystano doświadczenia zebrane przy projektowaniu obiegów binarnych dużej mocy dla elektrowni zawodowych. Prace te prowadzono w latach 70 w IMP PAN [4, 9].

Prace studialne nad wykorzystaniem ciepła odpadowego w hutach szkła doprowadziły do następujących wniosków:

- produkcja energii elektrycznej z ciepła odpadowego ze spalin z pieców szklarskich staje się opłacalna dla mocy generatora energii elektrycznej większej od 200 kW. Dla mniejszych mocy ciepło może być wykorzystane do podgrzewu wody,
- stwierdzono, że przemysł krajowy jest w stanie uruchomić produkcję urządzeń niezbędnych dla obiegu cieplnego na czynnik niskowrzący.

Zagadnienie obiegów energetycznych z niskowrzącymi czynnikami wymaga dalszych badań, których wyniki przyczyniłyby się do pokonania istniejących w kraju trudności technologicznych i eksploatacyjnych.

LITERATURA

- [1] Sternlicht B., Colosimo D.D.: The Rebirth of the Rankine Cycle. Mech. Engineering, Jan 1981, s. 41.
- [2] Madejski J.: Termodynamika techniczna. Wyd. Polit. Rzeszowskiej, Rzeszów 1977.
- [3] Szargut J., Petela R.: Egzergia. PWN, Warszawa 1973.
- [4] Tarasewicz W.: Wpływ końcowych parametrów ekspansji na sprawność obiegu niewodnych par jako czynników roboczych siłowni binarnej. Biuletyn IMP PAN 119/782/1975.
- [5] Morton A.J.: Thermodynamics of Waste Heat Recovery in Motor Ships. Trans. I Mar E(C) 1981 Vol 93 paper C69.
- [6] Sternlicht B.: Capturing Energy from Industrial Waste Heat. Mech. Eng. Aug. 1978.
- [7] Wigmore D.B., Niggemann R.E.: The Specification of an Optimum Working Fluid for a Small Cycle Turboelectric Power System. Proc of the Seventh Intersociety Energy Conversion Engineering Conf. Sept 1972, pp. 303-314.
- [8] Tarasewicz W., Śmigiełski J., Kusto Z.: Zagospodarowanie ciepła odpadowego zawartego w spalinach pieców szklarskich dla celów energetycznych przy zastosowaniu obiegów niskotemperaturowych w układach energetycznych z turbiną freonową. Oprac. IMP PAN nr 169/84.
- [9] Szewalski R.: The Binary Vapor Turbine Set of Great Output. Prace IMP PAN nr 42/44/169.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ПРИ ПОМОЩИ ЦИКЛОВ ФРЕОНА

Резюме

В работе описана проблема использования вторичных энергоресурсов. Указывается, что при температурах выше 200°C превращение тепла в электрическую энергию или механическую может быть рентабельным. При температуре ниже 400°C необходимо использовать фреоны как рабочие вещества. Описаны достоинства и недостатки различных фреонов и параметры циклов. Указывается целесообразность применения сверхкритических параметров фреона для получения высокого значения кпд. Описаны некоторые проблемы проектирования фреонных устройств. Намечены выгодные геометрические параметры фреонной турбины и доказана необходимость интенсификации теплопередачи в теплообменниках.

WASTE HEAT RECOVERY WITH THE AID OF FREON CYCLES

Summary

The paper presents problems of waste heat recovery. One can find, that for higher temperatures of the waste heat carrier, say above 200°C , it is profitable to convert heat into mechanical work. For the range of temperature below 400°C the best way is to apply for this purpose cycles with low-boiling medium, eg freons. On the basis of entropy changes during irreversible process occurring in the cycle, one can determine losses of available work and the efficiency of the cycle.

Author discusses advantages and disadvantages of using freons as a working fluid in the thermodynamical cycle generating work. Applying supercritical parameters of freon leads to the extreme efficiency of the cycle. The paper points out some design problems of freon installation parts, such as turbines, heat exchangers etc. Freon cycle leads to small dimensions of the turbine, but needs the enhancement of the heat transfer coefficient in heat exchangers.