ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1965
Seria: ENERGETYKA z. 18 Nr kol. 129

JAN SZARGUT, RYSZARD PETELA
Katedra Energetyki Cieplnej

WSKAŹNIKI EGZERGETYCZNE ZIĘBIAREK

Streszczenie. Przy rozpatrywaniu doskonałości procesów zachodzących w ziębiarkach rozmaitego typu można posłużyć się analizą egzergetyczną. W pracy podano wzory na obliczanie sprawności egzergetycznej ziębiarek i omówiono sposób określania względnych strat egzergii w poszczególnych ogniwach składowych ziębiarki. Rozpatrzono względne straty egzergii w ziębiarce sprężarkowej.

1. Sprawność egzergetyczna ziębiarek

Temperatury czynników ziębiących lub źródeł ciepła występujące w ziębnictwie są niższe od temperatury otoczenia. W takich wypadkach pojęcie egzergii oddaje szczególne usługi przy racjonalnej ocenie przydatności energetycznej ciepła lub czynnika ziębiącego.

Na rysunku 1 przedstawiono schemat zespołu ziębiarki wraz z obiegiem nośnika zimna i obiegiem wody chłodzącej. Przy ocenie doskonałości procesów ziębiarki można przyjąć różne umowy określające zakres układu objętego rozważaniami.

Osłona bilansowa I wyodrębnia właściwą ziębiarkę bez oziębiacza*). Sprawność egzergetyczna układu objętego tą osłoną określa stopień doskonałości przemian termodynamicznych w obrębie właściwej ziębiarki (wraz z silnikami elektrycznymi napędzającymi sprężarkę lub pompy oraz urządzenia pomocnicze w obrębie właściwej ziębiarki). Sprawność egzergetyczną tego układu można by nazwać sprawnością brutto $\eta_{b\,B}$ ziębiarki

$$\eta_{b\,B} = \frac{\dot{G}\,(b_1 - b_2)}{\dot{B}_N} \tag{1}$$

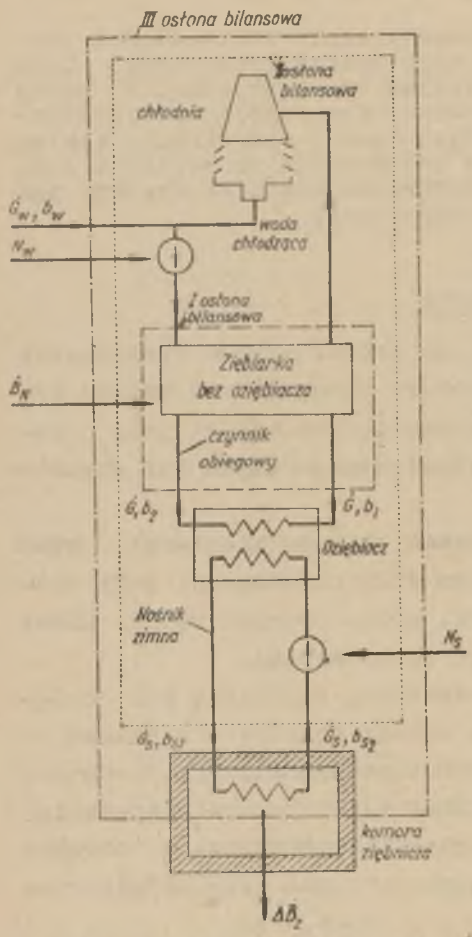
*) W ziębiarce parowej oziębiacz jest parowaczem.

gdzie:

$\dot{G}$ - natężenie przepływu czynnika obiegowego w parowaczu,

b_1, b_2 - właściwa egzergia czynnika obiegowego przy dopływie do parowacza i przy odpływie,

$\dot{B}_N$ - egzergia napędowa właściwej ziębiarki.



1. Schemat ideowy ziębiarki

W bilansie egzergetycznym układu objętego osłoną bilansową I można przyjąć, że różnica egzergii wody chłodzącej przy odpływie z ziębiarki i przy dopływie jest zewnętrzną stratą egzergii.

Osłona bilansowa II obejmuje ponadto urządzenia pomocnicze zespołu ziębiarki (pompy wody chłodzącej i pompy nośnika zimna) oraz straty egzergii przy przesyle nośnika zimna i straty wody chłodzącej. Sprawność egzergetyczną układu objętego osłoną II można by nazwać sprawnością egzergetyczną netto $\eta_{b\,N}$ ziębiarki

$$\eta_{b\,N} = \frac{\dot{G}_s\,(b_{s\,1} - b_{s\,2})}{\dot{B}_N + \dot{G}_w\,b_w + N_s + N_w + N_p} \qquad (2)$$

gdzie:

$\dot{G}$ - natężenie przepływu nośnika zimna,

$b_{s\,1}$, $b_{s\,2}$ - właściwa egzergia nośnika zimna dopływającego do przestrzeni ziębionej i odpływającego z tej przestrzeni,

$\dot{G}_w$, b_w – natężenie przepływu i właściwa egzergia wody uzupełniającej straty spowodowane przez odparowanie wody chłodzącej,

N_s, N_w – elektryczna moc napędowa silnika pompy nośnika zimna i pomp wody chłodzącej,

N_p – sumaryczna napędowa moc elektryczna pomp i maszyn pomocniczych.

Wielkość N_p może składać się na przykład z napędowej mocy elektrycznej dmuchaw, wentylatorów, elementów automatycznej aparatury itp.

Osłona bilansowa III obejmuje całość procesów zespołu ziębiarki. Sprawność układu objętego tą osłoną można by nazwać sprawnością egzergetyczną ogólną $\eta_{b\,o}$. Sprawność ta uwzględnia ostateczny efekt działania ziębiarki tj. przyrost egzergii przestrzeni lub substancji ziębionej

$$\eta_{b\,o} = \frac{\Delta \dot{B}_z}{\dot{B}_N + \dot{G}_w\, b_w + N_s + N_w + N_p} \tag{3}$$

gdzie:

$\Delta \dot{B}_z$ – przyrost egzergii przestrzeni lub substancji ziębionej.

Jeżeli zadaniem ziębiarki jest utrzymywanie stałej temperatury T przestrzeni ziębionej, to wielkość $\Delta \dot{B}_z$ można obliczać za pomocą wzoru

$$\Delta \dot{B}_z = - \dot{Q}\, \frac{T - T_o}{T} \tag{4}$$

gdzie:

T_o – temperatura bezwzględna otoczenia,

$\dot{Q}$ – ilość ciepła odprowadzonego z przestrzeni ziębionej.

Sposób określenia egzergii napędowej $\dot{B}_N$ we wzorach (1), (2) i (3) zależy od typu ziębiarki. W ziębiarkach sprężarkowych egzergię napędową właściwej ziębiarki wyraża napędowa moc elektryczna N silnika sprężarki

$$\dot{B}_N = N \tag{5}$$

Działanie ziębiarek cieplnych może być podtrzymywane przez bezpośrednie doprowadzanie ciepła ze źródła o stałej temperaturze T i wówczas wielkość $\dot{B}_N$ można obliczać następująco:

$$\dot{B}_N = + \dot{Q}_N \frac{T-T_o}{T} + N_{ob} \tag{6}$$

gdzie:

$\dot{Q}_N$ – ilość ciepła napędowego,

N_{ob} – napędowa moc elektryczna pomp czynnika obiegowego, działających w obrębie osłony bilansowej I.

Ziębiarki cieplne mogą też być zasilane czynnikiem termodynamicznym o odpowiednich parametrach. W takim przypadku egzergię napędową właściwej ziębiarki $\dot{B}_N$ określa wzór:

$$\dot{B}_N = \dot{G}_N (b_{N\,1} - b_{N\,2}) + N_{ob} \tag{7}$$

gdzie:

$\dot{G}_N$ – natężenie przepływu czynnika napędowego,

$b_{N\,1}, b_{N\,2}$ – właściwa egzergia czynnika napędowego doprowadzanego do ziębiarki i odprowadzanego z niej.

Jeżeli ziębiarka cieplna jest napędzana za pomocą kilku czynników termodynamicznych wówczas wielkość $\dot{B}_N$ we wzorze (7) zawiera oprócz mocy N_{ob} sumę wyrażeń $\dot{G}_N (b_{N\,1} - b_{N\,2})$ odpowiadających wszystkim czynnikom napędowym.

W niektórych przypadkach dogodnie jest posłużyć się pojęciem względnej egzergii napędowej β. Wielkość ta jest odwrotnością sprawności egzergetycznej ziębiarki i wyraża stosunek sumarycznej egzergii napędowej do uzyskanego efektu egzergetycznego

$$\beta = \frac{1}{\eta_b} \tag{8}$$

Podobnie jak przy obliczaniu sprawności egzergetycznej, również przy obliczaniu wielkości β można różnie ustalić zakres układu objętego rozważaniami. Przyjmując osłony bilansowe za-

znaczone na rysunku 1 dochodzi się do względnej egzergii napędowej β_N netto, β_B brutto lub ogólnej β_o.

2. Względne straty egzergii

Sprawność egzergetyczna ziębiarki określa stopień doskonałości całego zespołu przemian termodynamicznych przebiegających w rozważanym obiekcie ziębniczym. Stopień nieodwracalności przemian w dowolnym ogniwie składowym ziębiarki określa względna strata egzergii ξ_i. Wskaźnik i oznacza kolejny numer ogniwa (parowacz, skraplacz, zawór dławiący itp). Jeżeli rozważania dotyczą układu wyodrębnionego osłoną bilansową III (rys. 1), wówczas względną stratę egzergii w danym ogniwie wyraża wzór:

$$\xi_i = \frac{\delta \dot{B}_i}{\dot{B}_N + \dot{G}_w b_w + N_s + N_w + N_p} \tag{9}$$

gdzie:

$\delta \dot{B}_i$ – strata egzergii spowodowana przez nieodwracalność zjawisk zachodzących w rozważanym ogniwie ziębiarki.

Mianownik wzoru (9) jest identyczny z mianownikiem wzoru (3). Jeżeli przeprowadzone rozważania dotyczą układu wyodrębnionego osłoną bilansową I, wówczas mianownik straty ξ_i we wzorze (9) powinien być identyczny z mianownikiem odpowiedniej sprawności egzergetycznej układu wyrażonej wzorem (1).

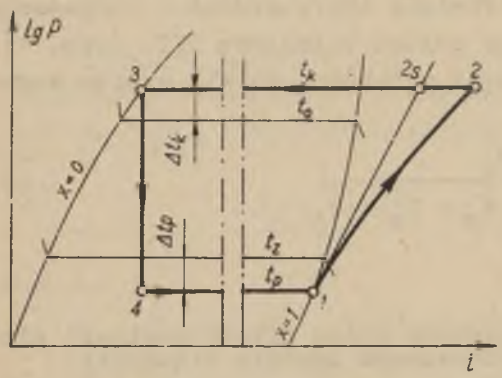
Suma wszystkich względnych strat egzergii w rozważanym układzie ziębiarki jest uzupełnieniem do 100% odpowiedniej sprawności egzergetycznej.

Analizie sprawności egzergetycznej i strat egzergii w ziębiarkach rozmaitego typu poświęcono szereg prac [1], [2], [3], [5],[6]. Poniżej autorzy niniejszej pracy rozpatrzyli ziębiarkę sprężarkową.

3. Straty egzergii w ziębiarce sprężarkowej

Rzeczywista praca napędowa ziębiarek jest większa od pracy minimalnej o straty egzergii spowodowane przez nieodwracalność

zjawisk zachodzących w ziębiarce. Najważniejszymi z tych zjawisk są wymiana ciepła przy skończonej różnicy temperatur, dławienie, tarcie i ewentualne nieszczelności instalacji. Wpływy poszczególnych zjawisk na straty egzergii w rzeczywistym obiegu ziębniczym zazębiają się wzajemnie i trudno je od siebie oddzielić. Na przykład im bardziej nieodwracalna jest kompresja w sprężarce, tym wyższa jest temperatura sprężanego czynnika i tym większa jest strata egzergii na skutek nieodwracalnej wymiany ciepła w skraplaczu przy oddawaniu ciepła do otoczenia.



2. Obieg ziębiarki w układzie (lg p, i)

Dlatego w przeprowadzonych niżej rozważaniach przeanalizowano wpływ poszczególnych zjawisk nieodwracalnych na sumę strat egzergii w ziębiarce. Ze względu na zbyt dużą liczbę zmiennych przyjmowano, że przy zmianach wskaźnika nieodwracalności rozpatrywanego zjawiska wskaźniki nieodwracalności pozostałych przemian są niezmienne. Przeprowadzone rozważania mają więc tylko znaczenie porównawcze. Przeprowadzono je dla obiegu suchego parowych ziębiarek sprężarkowych (rys. 2) przyjmując, że punkt 3 leży na linii granicznej x = 0, punkt 1 zaś na linii granicznej x=1.

Wpływ poszczególnych zjawisk na sumę strat egzergii w ziębiarce można określić za pomocą przyrostu względnej egzergii napędowej β zdefiniowanej wzorem (8). W rozważaniach przeprowadzonych niżej przyjęto, że na skutek zmiany wskaźnika nieodwracalności badanego ogniwa zmienia się tylko zużycie energii elektrycznej do napędu sprężarki, nie ulegają zaś zmianie inne składniki egzergii napędowej.

Nieodwracalna wymiana ciepła występuje w parowaczu i skraplaczu. Wpływ różnicy temperatur Δt_p w parowaczu na względną egzergię napędową można ująć wzorem

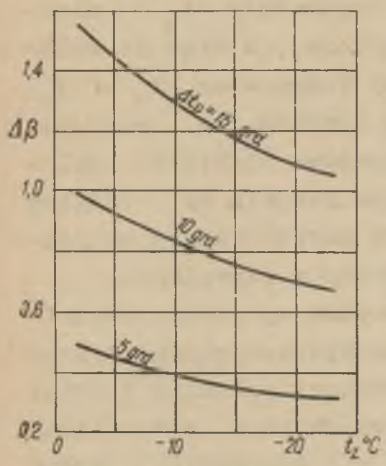
$$\Delta\beta = \left(\frac{N_{el}}{\Delta \dot{B}_z}\right)_{\Delta t_p} - \left(\frac{N_{el}}{\Delta \dot{B}_z}\right)_o \tag{10}$$

gdzie:

N_{el} - napędowa moc elektryczna sprężarki,

$\Delta \dot{B}_z$ - przyrost egzergii przestrzeni ziębionej.

Pierwsze wyrażenie prawej strony równania (10) należy obliczyć dla określonej różnicy temperatur $\Delta t_p = t_z - t_p$ (rys. 2). Drugie wyrażenie prawej strony tego równania należy obliczyć przy takich samych założeniach jak dla pierwszego wyrażenia, przyjmując jednak $\Delta t_p = 0$. W obu wypadkach należy wykorzystać odpowiednio wzór



Rys. 3. Przyrost względnej egzergii napędowej spowodowany wymianą ciepła przy skończonej różnicy temperatur w parowaczu, dla amoniaku

$$\frac{N_{el}}{\Delta \dot{B}_z} = \frac{1}{\eta_i \, \eta_m \, \eta_{el}} \; \frac{i_2 s - i_1}{i_1 - i_4} \; \frac{T_z}{T_z - T_o} \tag{11}$$

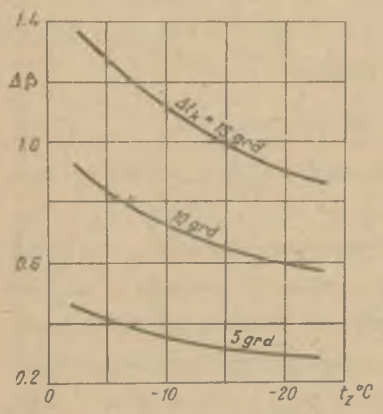
gdzie:

η_i, η_m - sprawność wewnętrzna i sprawność mechaniczna sprężarki,

η_{el} - sprawność silnika elektrycznego napędzającego sprężarkę,

T_z - temperatura bezwzględna komory ziębienia.

Na podstawie wzorów (10) i (11) sporządzono wykres (rys. 3) przyrostu $\Delta\beta$ względnej egzergii napędowej dla amoniaku w zależności od wielkości Δt_p i t_z. Przyjęto przy tym, że różnica temperatur w skraplaczu wynosi $t_k - t_o = \Delta t_k = 10$ grd, $t_o = 20^oC$ oraz wartości sprawności $\eta_i = 0,8$, $\eta_m = 0,91$ i $\eta_{el} = 0,94$. Wykorzystując odpowiednio wzory (10) i (11) sporządzono również wykres (rys. 4) wielkości $\Delta\beta$ dla amoniaku w zależności od wielkości Δt_k i t_z. W tym wypadku przyjęto $t_z - t_p = \Delta t_p = 10$ grd. Z rysunków 3 i 4 wynika, że wpływ różnicy temperatur przy wymianie ciepła w parowaczu lub w skraplaczu na względną egzergię napędową ziębiarki zmniejsza się z obniżaniem teperatury t_z przestrzeni ziębionej, a więc ze wzrostem różnicy temperatur $T_o - T_z$. Okazuje się również, że względna egzergia napędowa ziębiarki zależy w większym stopniu od różnicy temperatur w parowaczu niż od różnicy temperatur w skraplaczu.



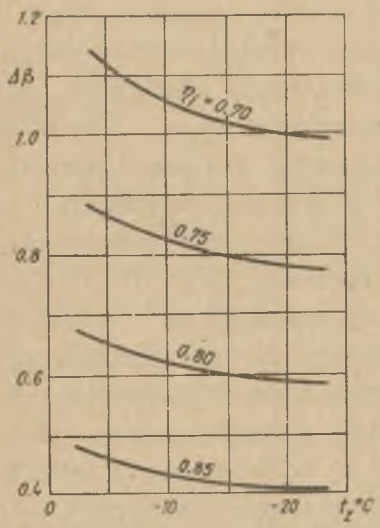
Rys. 4. Przyrost względnej egzergii napędowej spowodowany wymianą ciepła przy skończonej różnicy temperatur w skraplaczu, dla amoniaku

Nieodwracalne sprężanie czynnika obiegowego wynika z licznych przyczyn występujących w sprężarce (tarcie czynnika, działanie przestrzeni szkodliwej, cieplne oddziaływanie ścian itp.). Wskaźnikiem stopnia odwracalności sprężania jest sprawność wewnętrzna η_i sprężarki. Wpływ nieodwracalności sprężania na względną egzergię napędową ziębiarki zależy jednak nie tylko od wartości η_i lecz także od różnicy temperatur występującej przy nieodwracalnej wymianie ciepła w parowaczu i skraplaczu. Zakres ciśnień przy sprężaniu musi bowiem być taki, by temperatura t_p czynnika w parowaczu była niższa od temperatury t_z przestrzeni ziębionej oraz aby temperatura t_k czynnika w skraplaczu była wyższa od tem-

peratury otoczenia t_o. Wpływ nieodwracalności sprężania na przyrost względnej egzergii napędowej ziębiarki określa wzór

$$\Delta\beta = \frac{N_{el}}{\Delta \dot{B}_z}(1 - \eta_i) \qquad (12)$$

Na podstawie wzoru (12) sporządzono wykres (rys. 5) wielkości $\Delta\beta$ dla amoniaku w zależności wartości η_i i t_z. Przy sporządzaniu tego wykresu przyjęto różnice temperatur $\Delta t_p = \Delta t_k = 10$ grd, temperaturę otoczenia $t_o = 20^oC$ oraz sprawności $\eta_m = 0,91$ i $\eta_{el} = 0,94$. Z rysunku 5 wynika, że przyrost względnej egzergii napędowej ziębiarki spowodowany przez nieodwracalne sprężanie czynnika ziębiącego maleje z obniżaniem temperatury t_z przestrzeni ziębionej.



Rys. 5. Przyrost względnej egzergii napędowej spowodowany nieodwracalnym sprężaniem czynnika obiegowego, dla amoniaku

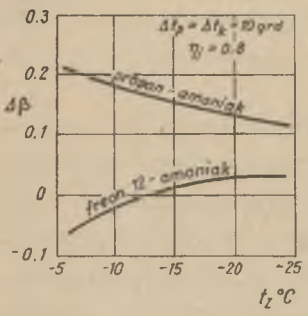
Rodzaj czynnika obiegowego użytego w ziębiarce wpływa na sumę strat egzergii w ziębiarce. Wpływ ten można określić na przykład przez porównanie względnej egzergii napędowej β_i dla rozpatrywanego czynnika ze względną egzergią napędową β_{NH_3} dla amoniaku

$$\Delta\beta = \beta_i - \beta_{NH_3}$$

gdzie:

i – kolejny numer rozpatrywanego czynnika.

Na rysunku 6 przedstawiono wielkość $\Delta\beta$ dla propanu i freonu 12 w zależności od temperatury t_z przestrzeni ziębionej



Rys. 6. Porównanie względnej egzergii napędowej ziębiarki parowej sprężarkowej dla różnych czynników obiegowych

Przy sporządzaniu wykresu (rys. 6) przyjęto dla wszystkich czynników obiegowych, że nie zmieniają się różnice temperatur w parowaczu i skraplaczu $\Delta t_p = \Delta t_k = 10$ grd, temperatura otoczenia $t_o = 20°C$ oraz sprawności $\eta_i = 0,8$, $\eta_m = 0,91$ i $\eta_{el} = 0,94$. Z wykresu wynika, że z trzech rozważanych czynników obiegowych (amoniak, freon 12 i propan), przy przyjętych wskaźnikach nieodwracalności ogniw ziębiarki najmniejszą wartość względnej egzergii napędowej otrzymuje się przy zastosowaniu amoniaku w zakresie temperatur $t_z = -13 \div -25°C$ oraz przy zastosowaniu freonu 12 w zakresie $t_z = -5 \div -13°C$.

Straty nieszczelności instalacji ziębniczych są znikome, a w niektórych hermetycznych urządzeniach nie występują w ogóle. Straty te należy określać za pomocą łącznej egzergii fizycznej i chemicznej traconego czynnika obiegowego lub nośnika zimna. Egzergia chemiczna jest znacznie większa od egzergii fizycznej stosowanej zazwyczaj w bilansie egzergetycznym ziębiarki. Czynnikiem obiegowym jest bowiem substancja chemiczna, która praktycznie biorąc nie występuje w otoczeniu (amoniak, freon, propan itp.). Jeżeli więc na przykład otoczenie ma parametry $t_o = 18°C$, $p_o = 0,98$ bar, $p_{o\,H_2O} = 0,00882$ bar, wówczas amoniak w stanie równowagi termodynamicznej z parą wodną i azotem w atmosferze miałby ciśnienie składnikowe $p_{NH_3} = 0,98 \cdot 10^{-68}$ bar i dopiero pod tym ciśnieniem jego egzergia byłaby równa zero.

Znając ilość G czynnika traconego przez nieszczelności, oraz jego właściwą egzergię b_t można stratę egzergii δB_n powstającą na skutek nieszczelności wyrazić wzorem

$$\delta B_n = G\, b_t \tag{14}$$

Występującą w wzorze (14) właściwą egzergię termiczną b_t można obliczyć w oparciu o znane wzory [4].

Rękopis złożono w Redakcji w dniu 4 lipca 1964 r.

LITERATURA

[1] Brodianski W.M., Martynow A.W.: Metod termodinamiczeskogo analiza potier w paroeżektornoj chołodilnoj ustanowkie, Izwestija Wysszich Uczebnych Zawedienij, Energetika nr 5, 1962, str. 76/83.

[2] Brodianski W.M., Martynow A.W.: Termodinamiczeskij analiz potier w paroeżektornoj chołodilnoj ustanowkie, Izwestija Wysszich Uczebnych Zawiedienij, Energetika, 1962, nr 11, str. 74/83.

[3] Kostowski E.: Zastosowanie egzergii w ziębnictwie, Energetyka Przemysłowa nr 11, 1962, str. 393/99.

[4] Szargut J.: Bilans egzergetyczny procesów cieplnych, Energetyka Przemysłowa 9 (1961) nr 3, str. 73/79.

[5] Szargut J.: Bilans potencjonalny procesów fizycznych wynikający z drugiej zasady termodynamiki, Archiwum Budowy Maszyn 3 (1956) nr 3, str. 231/76.

[6] Szargut J., Maczek K.: Bilans egzergetyczny ziębiarki absorpcyjnej, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka nr 14 str.73/96.

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Р е з ю м е

Степень совершенства процессов, протекающих в холодильных установках можно исследовать эксергетическим методом. В работе даны дефиниции эксергетического к.п.д. холодильной установки для трех различных положений балансной оболочки и дефиниции приведенных потерь эксергии в отдельных составных частях холодильной установки. Подробно исследованы потери эксергии в компрессорных холодильных установках.

EXERGY GAGES OF REFRIGERATING SYSTEMS

S u m m a r y

Considering the reversibility of the thermal processes occuring in refrigerating systems of variety types one can use the exergy analysis. In the paper the formulae for calculation of exergy efficiency of refrigerating system are given and the way of determination of the relative exergy losses in the component individual links has been discussed. The relative exergy losses in compression refrigerating system with condensing fluid have been studied.