

DOMANDA DI INVENZIONE NUMERO	102022000013498
Data Deposito	27/06/2022
Data Pubblicazione	27/12/2023

Classifiche IPC

Titolo

MACCHINA TERMICA A CICLO INVERSO A COMPRESSIONE DI LIQUIDO

MACCHINA TERMICA A CICLO INVERSO A COMPRESSIONE

DI LIQUIDO

La presente invenzione si riferisce ad una
5 macchina termica a ciclo inverso a compressione
di liquido.

In particolare, la presente invenzione si
riferisce ad un impianto frigorifero che trova
applicazione nel settore della refrigerazione e
10 del condizionamento, ed eventualmente anche nel
settore più specifico delle pompe di calore.

Il bilancio energetico per qualsiasi ciclo
termico e processo termodinamico è:

$$\Delta E_{cycle} = Q_{cycle} - W_{cycle}$$

15 con:

$$\Delta E_{cycle} = 0$$

Pertanto, l'equazione si riduce a:

$$Q_{cycle} = W_{cycle}$$

in cui: Q_{cycle} rappresenta il calore che
20 globalmente attraversa il confine di un sistema
termodinamico C, mentre W_{cycle} rappresenta il
trasferimento di energia come lavoro, scambiata

tra il sistema termodinamico C e l'ambiente.

Questa equazione è un'espressione del principio di conservazione dell'energia.

La prima legge della termodinamica è una
5 versione della legge di conservazione dell'energia, adattata per i processi termodinamici.

Un impianto frigorifero (o pompa di calore) di tipo convenzionale consente di trasferire
10 calore da una sorgente fredda ad una sorgente calda attraverso un fluido refrigerante operante secondo un ciclo termodinamico che prevede in sequenza uno stadio di evaporazione, uno stadio di compressione, uno stadio di raffreddamento ed
15 uno stadio di espansione.

L'esigenza della presente invenzione è quella di far fluire energia termica da un livello termico inferiore ad uno superiore, con continuità.

20 Come è noto, ciò è impossibile che avvenga in modo spontaneo alla luce della seconda legge:

$$\Delta S_c = \frac{Q}{T_A} - \frac{Q}{T_B} = Q \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_B} \right) < 0$$

Questo risultato concorda con l'enunciato della seconda legge dato da Clausius.

Visto che il flusso di energia termica risulta naturalmente orientato verso temperature crescenti, si può pensare di utilizzare un sistema termodinamico C che, operando ciclicamente, ed assorbendo energia come lavoro, sottragga calore Q_B da un serbatoio di energia termica SET_B a temperatura T_B e ceda calore Q_A ad un serbatoio di energia termica SET_A a temperatura $T_A > T_B$. Dunque, dalla prima legge si ha:

$$Q_B + L = Q_A$$

Tuttavia, dalla seconda legge si ha che:

$$\Delta S_c = \frac{Q_A}{T_A} - \frac{Q_B}{T_B}$$

con:

$$\Delta S_c > 0$$

Il sistema termodinamico C è chiamato frigorifero se la finalità è sottrarre calore Q_B al serbatoio di energia termica SET_B a temperatura inferiore T_B , l'energia richiesta è il lavoro L, viene così definito il coefficiente

di effetto utile, detta anche resa frigorifera oppure anche COP_f :

$$COP_f = \epsilon_f = \frac{Q_B}{L}$$

Pertanto, se dalla prima legge risolviamo
5 rispetto a L , si ha che:

$$\epsilon_f = \frac{Q_B}{Q_A - Q_B} = \frac{1}{\frac{Q_A}{Q_B} - 1}$$

Tuttavia, se dalla seconda legge risolviamo
rispetto al rapporto $\frac{Q_A}{Q_B}$, si ha che:

$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{T_A}{T_B} + \frac{T_A}{Q_B} \Delta S_c$$

10 con:

$$L = Q_B \left(\frac{T_A}{T_B} - 1 \right) + \Delta S_c T_A$$

Dunque, si ha che:

$$\epsilon_f = \frac{1}{\frac{T_A}{T_B} - 1 + \frac{T_A}{Q_B} \Delta S_c}$$

con:

15
$$\Delta S_c = \left(\frac{1}{\epsilon_f} + \frac{1}{\epsilon_{f_{mc}}} \right) \frac{Q_B}{T_A}$$

La condizione di massimo sarà dettata dalla seconda legge e corrisponderà al caso limite di produzione entropica nulla, definita macchina di

Carnot, per la quale:

$$\Delta S_c = 0$$

Il coefficiente di effetto utile della
macchina di Carnot per una macchina frigorifera
5 è pari a:

$$\epsilon_{fmc} = \frac{1}{\frac{T_A}{T_B} - 1} = \frac{T_B}{T_A - T_B}$$

con:

$$L = L_{mc} + \Delta S_c T_A$$

Avendo indicato con L_{mc} l'energia meccanica
10 richiesta da una macchina di Carnot di un
circuito a ciclo inverso per una macchina
frigorifera, che cresce al crescere della
produzione entropica ΔS_c .

Il termine $\Delta S_c T_A$, omogeneo ad una energia,
15 ha il significato fisico di lavoro aggiuntivo
 L_{agg} a causa delle irreversibilità interne ed
esterne:

$$L_{agg} = \Delta S_c T_A = L - L_{mc}$$

Le prestazioni di un ciclo reale possono
20 essere confrontate a quelle del ciclo di Carnot
in termini di rapporto, denominato rendimento di

seconda legge:

$$\epsilon_{fII} = \frac{L_{mc}}{L} = \frac{1}{1 + \frac{L_{agg}}{L_{mc}}}$$

Dal coefficiente di effetto utile, segue
che:

5

$$0 < \epsilon_f < \epsilon_{fmc} < \infty$$

con:

$$0 < T_B < T_A$$

Il sistema termodinamico C è chiamato pompa
di calore se la finalità è fornire calore Q_A al
10 serbatoio di energia termica SET_A a temperatura
superiore T_A , l'energia richiesta è il lavoro L ,
viene così definito il coefficiente di
moltiplicazione o anche COP_p :

$$COP_p = \epsilon_p = \frac{Q_A}{L}$$

15 Pertanto, se dalla prima legge risolviamo
rispetto a L , si ha che:

$$\epsilon_p = \frac{Q_A}{Q_A - Q_B} = \frac{1}{1 - \frac{Q_B}{Q_A}}$$

Tuttavia, se dalla seconda legge risolviamo
rispetto al rapporto $\frac{Q_B}{Q_A}$, si ha che:

$$\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{T_B}{T_A} + \frac{T_B}{Q_A} \Delta S_c$$

con:

$$L = Q_A \left(1 - \frac{T_B}{T_A} \right) + \Delta S_c T_B$$

Dunque, si ha che:

$$5 \quad \epsilon_p = \frac{1}{1 - \frac{T_B}{T_A} + \frac{T_B}{Q_A} \Delta S_c} = 1 + \epsilon_f$$

con:

$$\Delta S_c = \left(\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{p_{mc}}} \right) \frac{Q_A}{T_B}$$

Il coefficiente di moltiplicazione della macchina di Carnot per una pompa di calore è pari

10 a:

$$\epsilon_{p_{mc}} = \frac{1}{1 - \frac{T_B}{T_A}} = \frac{T_A}{T_A - T_B} = 1 + \epsilon_{f_{mc}}$$

con:

$$L = L_{mc} + \Delta S_c T_B$$

Avendo indicato con L_{mc} l'energia meccanica
 15 richiesta da una macchina di Carnot di un
 circuito a ciclo inverso per una pompa di calore,
 che cresce al crescere della produzione
 entropica ΔS_c .

Il termine $\Delta S_c T_B$, omogeneo ad una energia, ha il significato fisico di lavoro aggiuntivo L_{agg} a causa delle irreversibilità interne ed esterne:

5
$$L_{agg} = \Delta S_c T_B = L - L_{mc}$$

Dal coefficiente di moltiplicazione, segue che:

$$1 < \epsilon_p < \epsilon_{p_{mc}} < \infty$$

con:

10
$$T_B < T_A < \infty$$

Un impianto frigorifero (o pompa di calore) secondo lo stato dell'arte è costituito da un circuito chiuso comprendente un evaporatore, un compressore, un condensatore ovvero un gas cooler ed un organo di espansione, disposti in serie.

Il fluido refrigerante assorbe calore dalla sorgente fredda nell'evaporatore, passando allo stato vapore.

20 Il fluido viene quindi portato ad un livello di pressione superiore nel compressore, per cedere calore alla sorgente calda all'interno

del condensatore o del gas cooler, per ritornare, infine, nell'evaporatore fluendo attraverso l'organo di espansione.

La sezione di circuito compresa tra l'uscita
5 del compressore e l'ingresso dell'organo di espansione è definita come lato di alta pressione del circuito, mentre la sezione di circuito compresa tra l'uscita dell'organo di espansione e l'ingresso del compressore è
10 definita, invece, come lato di bassa pressione del circuito.

Inoltre, un impianto a compressione può operare secondo un ciclo subcritico oppure alternativamente secondo un ciclo transcritico.

15 Si ha un ciclo subcritico quando la pressione a cui avviene la cessione di calore alla sorgente calda è inferiore alla pressione critica del fluido refrigerante.

Si ha un ciclo transcritico quando la
20 pressione è superiore alla pressione critica del fluido refrigerante.

La principale inefficienza in una comune macchina frigorifera è la valvola di espansione,

che permette di ridurre la pressione senza utilizzare l'energia potenziale disponibile.

Partendo da questa considerazione, si vuole utilizzare l'energia disponibile del liquido refrigerante, aumentando l'efficienza del processo.

Alcune delle soluzioni impiantistiche tradizionali prevedono l'utilizzo di un eiettores come recuperatore di pressione, in modo da ridurre i consumi del ciclo.

Infatti, una soluzione impiantistica nota prevede l'uso di un eiettores sul lato di alta pressione (high side) per incrementare la pressione del vapore in uscita dal compressore riducendo così il lavoro del compressore stesso.

Un impianto di questo tipo è descritto ad esempio nel brevetto inglese GB1132477A e nel brevetto WO2013140990A1

Un'altra soluzione impiantistica nota prevede l'uso di eiettores sul lato di bassa pressione (low side) per incrementare la pressione del vapore in uscita dall'evaporatore.

Un impianto di questo tipo è descritto nella

domanda statunitense US20070101760 e nel
brevetto WO2013140918A1.

Attualmente, nessuna delle soluzioni note
proposte ha trovato larga applicazione pratica
5 in prodotti commercializzati.

Tra le cause principali sta il fatto che
l'eietttore risulta essere un dispositivo
statico, ovvero ha un design di progetto ottimo
a cui corrispondono delle condizioni
10 prestabilite dei flussi (primario e secondario)
in ingresso.

Lo scostarsi da queste condizioni di ottimo
comporta delle riduzioni dei rendimenti
dell'eietttore e quindi dei benefici sul ciclo
15 frigorifero.

Un tipico esempio è la modifica della
temperatura di uscita dal condensatore in
seguito a variazioni delle condizioni
dell'ambiente in cui l'impianto frigorifero
20 lavora.

In particolare, nella soluzione anteriore
descritta nel brevetto WO2013140918A1 non è
possibile ottimizzare i livelli intermedi di

pressione e le portate al variare delle temperature delle sorgenti termiche, poiché dipendono dalla pressione di evaporazione.

Uno scopo della presente invenzione è quello
5 di consentire un utilizzo più efficiente ed efficace della ripartizione dei carichi, in modo da incrementare la pressione del fluido refrigerante e, con essi, ridurre i consumi del ciclo, risultando meno costoso e meno complesso
10 da gestire rispetto ad un impianto tradizionale.

L'eiettore è una macchina senza organi in movimento, che può essere impiegata sia come compressore che come pompa per ottenere l'innalzamento della pressione di un fluido
15 mediante l'alimentazione di un fluido (di natura uguale o diversa) in condizioni di pressione e temperatura differenti.

L'eiettore funziona con il principio di base, secondo cui una porzione di fluido con
20 elevata quantità di moto, incontrandone una restante porzione di fluido con una bassa quantità di moto, ne eleva la pressione.

Il fluido a maggiore quantità di moto (alta

pressione) è chiamato anche flusso primario o
flusso motore, caratterizzato da una prima
porzione di fluido $1-s_1$, mentre il fluido a
minore quantità di moto (bassa pressione) è
5 chiamato anche flusso secondario o flusso
trascinato, caratterizzato da una restante
porzione di fluido s_1 .

L'eiettore presenta una struttura con un
elemento convergente, seguito da una gola e
10 quindi da un elemento divergente (diffusore).

L'energia interna posseduta dal flusso
primario si trasforma in energia cinetica.

L'effetto è di abbassare la pressione per
aspirare il flusso secondario.

15 Nel tratto convergente dell'eiettore si
realizza la miscelazione e le velocità dei due
flussi si uniformano.

A valle, in un tratto di gola, si genera
un'onda d'urto normale che causa una
20 trasformazione violenta da energia cinetica a
energia di pressione.

Il flusso uscente ottenuto è generalmente
una miscela bifasica uniforme.

L'onda d'urto normale modifica la pressione di ristagno abbassandola. Questo riduce l'efficienza dell'eiettore.

Un'alternativa all'onda normale è l'onda obliqua che consiste in una trasformazione meno violenta che genera una perdita di pressione di ristagno sulla sola componente normale del flusso che l'attraversa.

La scelta della tipologia di un eiettore è solitamente effettuata in funzione della tipologia del fluido motore (gas, vapore acqueo, vapore di processo, liquido) e/o di quello aspirato (gas/ vapore acqueo, liquido, solido).

Nelle più comuni applicazioni gli eiettori sono utilizzati come miscelatori per riunire uno o più fluidi allo stato liquido e allo stato di vapore.

Il flusso uscente ottenuto è generalmente una miscela bifasica uniforme.

Lo stato della tecnica non cita una configurazione di cicli termici per macchine frigorifere reso possibile da un miscelatore per incrementare la pressione di evaporazione ad un

livello intermedio di pressione corrispondente ad una temperatura di saturazione maggiore della temperatura ambiente, ossia ad una determinata temperatura di condensazione, ad esempio
5 mediante uno scambiatore a miscela oppure preferibilmente mediante un eiettore.

Infatti, nella presente invenzione si vogliono risolvere i suddetti problemi della tecnica anteriore fornendo una macchina
10 frigorifera dotata di un'efficienza molto maggiore, utilizzando uno o più stadi di compressione mediante l'utilizzo di un miscelatore e di una pompa, anziché un compressore.

15 I suddetti ed altri scopi e vantaggi dell'invenzione, quali risulteranno dal seguito della descrizione, vengono raggiunti con una macchina termica a ciclo inverso a compressione di liquido come quella descritta nella
20 rivendicazione 1, caratterizzato dal fatto che il flusso primario (flusso motore) in ingresso all'eiettore è un liquido ad alta pressione in uscita dalla suddetta pompa, mentre il flusso

secondario (flusso trascinato) in ingresso all'eiettore è il vapore in uscita da uno scambiatore di calore a bassa pressione.

Forme di realizzazione preferite e varianti
5 non banali della presente invenzione formano l'oggetto delle rivendicazioni dipendenti.

Resta inteso che tutte le rivendicazioni allegate formano parte integrante della presente descrizione.

10 Risulterà immediatamente ovvio che si potranno apportare a quanto descritto innumerevoli varianti e modifiche (per esempio relative a forma, dimensioni, disposizioni e parti con funzionalità equivalenti) senza
15 discostarsi dal campo di protezione dell'invenzione come appare dalle rivendicazioni allegate.

La presente invenzione verrà meglio descritta da alcune forme preferite di
20 realizzazione, fornite a titolo esemplificativo e non limitativo, con riferimento ai disegni allegati, nei quali:

la FIG. 1 mostra uno schema di funzionamento

di una realizzazione della macchina termica a ciclo inverso a compressione di liquido secondo la presente invenzione; e

la FIG. 2 mostra un grafico del diagramma
5 pressione-entalpia (p-h) delle fasi di funzionamento di una macchina termica a ciclo inverso a compressione di liquido secondo la presente invenzione.

Facendo riferimento alle figure, viene
10 descritta una macchina termica a ciclo inverso a compressione di liquido caratterizzata dal fatto di comprendere un miscelatore (non mostrato) o un eiettore F in comunicazione di fluido tra uno scambiatore di bassa pressione A
15 ed una pompa C, detto scambiatore di bassa pressione A collegato a valle di una valvola di laminazione B e a monte del suddetto miscelatore (non mostrato) o eiettore F, uno scambiatore di alta pressione D collegato a valle del suddetto
20 miscelatore (non mostrato) o eiettore F, ed avente un primo ramo 3a contenente una porzione di fluido frazionato s1 collegato a valle di detto scambiatore di alta pressione D e a monte

della valvola di laminazione B, ed un secondo
ramo 3b contenente una porzione di fluido non
frazionato 1-s1 collegato a valle di detto
scambiatore di alta pressione D e a monte di
5 detta pompa C.

La presente invenzione è descritta in
riferimento ad una sua forma di realizzazione
preferita, ma si comprenderà che in pratica
potranno essere apportati altri accorgimenti o
10 precisazioni con l'evoluzione delle tecnologie,
variazioni e modifiche, senza peraltro uscire
dall'ambito della protezione della presente
attività inventiva.

In particolare, si specifica che la presente
15 invenzione consiste di una macchina frigorifera
in cui una prima portata di fluido in uscita dal
suddetto scambiatore di alta pressione D
costituisce una porzione di fluido frazionato s1
di un primo ramo 3a, e in cui una seconda portata
20 di fluido in uscita dal suddetto scambiatore di
alta pressione D costituisce una porzione di
fluido non frazionato 1-s1 di un secondo ramo
3b.

Detta porzione di fluido non frazionato 1-s1 viene compressa da detta pompa C ad un elevato livello di pressione, che corrisponde al punto 5 del diagramma p-h, successivamente viene fatta
5 espandere mediante detto eiettore F ed accelerata attraverso un ugello di espansione (non mostrato) di detto eiettore F, determinando una zona di depressione che richiama attraverso una camera di aspirazione (non mostrata) detta
10 portata di fluido frazionato s1 in uscita dallo scambiatore di bassa pressione A, determinandone il cosiddetto trascinamento.

Il grado di frazionamento del fluido è tarato opportunamente a scelta in modo da
15 garantire una determinata miscela bifasica in uscita da detto eiettore F.

Detta porzione di fluido frazionato s1 viene fatta prima espandere mediante la suddetta valvola di laminazione B fino ad una pressione
20 di evaporazione, che corrisponde al punto 4 del diagramma p-h, successivamente viene riscaldata ovvero viene fatta completamente evaporare tramite detto scambiatore di bassa pressione A,

ad esempio un evaporatore, corrispondente al punto 1 del diagramma p-h, e poi viene precompressa in detto eiettore F fino ad un livello intermedio di pressione corrispondente
5 ad una temperatura di saturazione maggiore della temperatura ambiente, ossia ad una determinata temperatura di condensazione che corrisponde al punto 2 del diagramma p-h.

Infatti, detta porzione di fluido
10 frazionato s1 viene accelerata mediante una notevole quantità di moto che caratterizza la porzione di fluido non frazionato 1-s1 uscente dalla pompa C ed entrante a detto eiettore F. L'elevata energia cinetica di cui è dotato il
15 fluido non frazionato 1-s1 viene convertita in energia di pressione trasferita a detto fluido frazionato s1. Infine, l'intera portata di fluido viene rimescolata prima di essere raffreddata ovvero condensata in detto
20 scambiatore di alta pressione D, ad esempio un condensatore, corrispondente al punto 3 del diagramma p-h, per iniziare un nuovo ciclo.

Nell'arte non è presente, e non è mai stato

suggerito, un impianto frigorifero per le attività/funzioni sopra descritte uguale o simile a quello oggetto della presente invenzione.

5 I risultati ottenuti hanno mostrato come la soluzione proposta consenta di ottenere un notevole miglioramento del Coefficiente di Prestazione (COP).

Infatti, una macchina termica a ciclo
10 inverso a compressione di liquido secondo la presente invenzione permette di ottenere un coefficiente di prestazione (COP) maggiore rispetto a quello di una macchina termica a ciclo inverso a compressione di vapore.

15 In particolare, assumendo l'R600a come fluido refrigerante, con una portata massica pari a $2 \frac{Kg}{s}$, una temperatura di evaporazione di 0 °C, una temperatura di condensazione di 37 °C ed un rendimento isoentropico $\eta_p = 0,65$ della pompa,
20 si ottengono i valori di pressione (p), temperatura (T) ed entalpia (h) degli stati fisici 1-5 del diagramma p-h di Figura 2 riportati nella seguente Tabella 1.

In tabella 2 vengono inoltre riportati i risultati termodinamici ottenuti a partire dai parametri di tabella 1.

TABELLA 1

Stato Termodinamico	$\dot{m}$ [kg/s]	P [bar]	T [°C]	s [kJ/kgK]	h [kJ/kg]	x (titolo)
1	1,00	1,57	0,00	2,30	555,00	1,00
2	2,00	4,9	37,00	1,75	426,50	0,43
3	2,00	4,9	37,00	1,30	289,40	0,00
4	1,00	1,57	0,00	1,33	289,40	0,25
5	1,00	35,00	39,93	1,31	298,00	/

5

TABELLA 2

Grandezza Calcolata	Equazione	Risultato
L_c	$h_5 - h_3$	8,60 kW
Q_f	$h_1 - h_4$	265,60 kW
Q_p	$2 (h_2 - h_3)$	274,20 kW
COP_f	$\frac{Q_f}{L_c}$	30,88
COP_p	$\frac{Q_p}{L_c}$	31,88

Per ogni applicazione sarà necessario dimensionare opportunamente gli scambiatori di calore, selezionare le valvole di laminazione

più adeguate a seconda del campo di impiego e valutare accuratamente gli organi ausiliari e la sensoristica necessaria.

Altro aspetto da approfondire riguarderà
5 l'ottimizzazione delle portate al variare delle temperature delle sorgenti termiche.

Ciò permetterebbe la costruzione di una sorta di "mappa" della macchina termodinamica che permetterebbe ad uno opportuno sistema di
10 regolazione di garantire le migliori prestazioni al variare delle condizioni di funzionamento.

I risultati fin qui ottenuti, inerenti ad una fase iniziale del progetto basata su analisi teorica, hanno mostrato come l'impiego della
15 soluzione proposta possa essere impiegata in impianti di condizionamento, pompe di calore, o frigoriferi di piccola, media e grossa taglia.

Si sono descritte alcune forme preferite di attuazione dell'invenzione, ma naturalmente esse
20 sono suscettibili di ulteriori modifiche e varianti nell'ambito della medesima idea inventiva.

In particolare, agli esperti nel ramo

risulteranno immediatamente evidenti numerose varianti e modifiche, funzionalmente equivalenti alle precedenti, che ricadono nel campo di protezione dell'invenzione come evidenziato
5 nelle rivendicazioni allegate nelle quali, eventuali segni di riferimento posti tra parentesi non possono essere interpretati nel senso di limitare le rivendicazioni stesse. Inoltre, la parola "comprendente" non esclude la
10 presenza di elementi e/o fasi diversi da quelli elencati nelle rivendicazioni.

L'articolo "un", "uno" o "una" precedente un elemento non esclude la presenza di una pluralità di tali elementi. Il semplice fatto
15 che alcune caratteristiche siano citate in rivendicazioni dipendenti diverse tra loro non indica che una combinazione di queste caratteristiche non possa essere utilizzata.

RIVENDICAZIONI

1. Macchina termica a ciclo inverso a compressione di liquido, caratterizzata dal fatto di comprendere un miscelatore (non
5 mostrato) o un eiettore (F) in comunicazione di fluido tra uno scambiatore di bassa pressione (A) ed una pompa (C), detto scambiatore di bassa pressione (A) collegato a valle di una valvola di laminazione (B) e a
10 monte del suddetto miscelatore (non mostrato) o eiettore (F), uno scambiatore di alta pressione (D) collegato a valle del suddetto miscelatore (non mostrato) o eiettore (F), ed
avente un primo ramo (3a) contenente una
15 porzione di fluido frazionato (s1) collegato a valle di detto scambiatore di alta pressione (D) e a monte della valvola di laminazione (B), ed un secondo ramo (3b) contenente una
porzione di fluido non frazionato (1-s1)
20 collegato a valle di detto scambiatore di alta pressione (D) e a monte di detta pompa (C).
2. Macchina termica a ciclo inverso a compressione di liquido secondo la

rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che detto scambiatore di alta pressione (D) è un condensatore.

3. Macchina termica a ciclo inverso a
5 compressione di liquido secondo la
rivendicazione 1, caratterizzato dal fatto che detto scambiatore di bassa pressione (A) è un evaporatore.

4. Procedimento per la circolazione di un fluido
10 refrigerante per una macchina termica a ciclo
inverso a compressione di liquido in accordo con la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che detta porzione di fluido non
frazionato (1-s1) in fase liquida viene
15 compressa da detta pompa (C), espansa mediante detto eiettore (F) ed accelerata tramite un ugello di espansione (non mostrato) di detto
eiettore (F), determinando una zona di depressione che richiama attraverso una camera
20 di aspirazione (non mostrata) detta portata di fluido frazionato (s1) in uscita dal suddetto scambiatore di bassa pressione (A), detta porzione di fluido frazionato (s1) viene fatta

espandere mediante la suddetta valvola di laminazione (B) fino ad una pressione di evaporazione, riscaldata tramite il suddetto scambiatore di bassa pressione (A) e
5 precompressa nel suddetto eiettore (F) fino ad un livello intermedio di pressione corrispondente ad una determinata temperatura di condensazione, poiché l'energia cinetica del fluido non frazionato (1-s1) viene
10 convertita in energia di pressione trasferita a detto fluido frazionato (s1), l'intera portata di fluido viene rimescolata prima di essere raffreddata in detto scambiatore di alta pressione (D).

FIG. 1

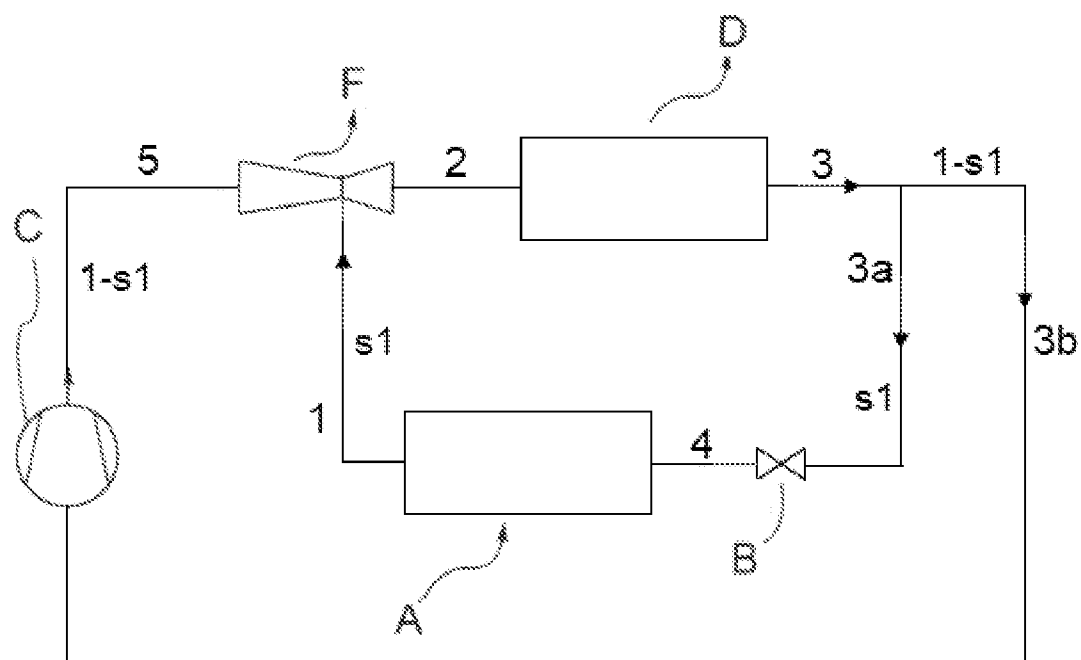


FIG. 2

