

ITALIAN PATENT OFFICE

Document No.

102011902004202A1

Publication Date

20130612

Applicant

INNOVATION FACTORY SCARL

Title

UNITA' A POMPA DI CALORE E PROCEDIMENTO PER RAFFRESCARE E/O
RISCALDARE TRAMITE TALE UNITA' A POMPA DI CALORE.

Domanda di brevetto per invenzione industriale dal titolo:

"UNITA' A POMPA DI CALORE E PROCEDIMENTO PER RAFFRESCARE E/O RISCALDARE TRAMITE TALE UNITA' A POMPA DI CALORE"

DESCRIZIONE

Campo dell'invenzione

La presente invenzione riguarda il settore delle pompe di calore. In particolare, l'invenzione si riferisce ad un'unità a pompa di calore adatta all'impiego per raffrescamento e/o riscaldamento di ambienti e produzione di acqua calda sanitaria con alte prestazioni in termini di efficienza energetica e di flessibilità di impiego. L'invenzione riguarda inoltre un procedimento per raffrescare e/o riscaldare attuabile tramite tale unità a pompa di calore.

Stato della tecnica

Le pompe di calore rappresentano una soluzione tecnica sempre più diffusa per soddisfare le esigenze di raffrescamento/riscaldamento di ambienti e/o di fluidi. Le ragioni di tale successo sono da ricondursi principalmente alle elevate efficienze energetiche, alla possibilità di utilizzare un unico dispositivo sia per raffrescare sia per riscaldare (pompe di calore cosiddette "reversibili"), alla flessibilità nella gestione di utenze termiche con esigenze differenti, e alla possibilità, nel caso di uso per riscaldamento, di ridurre drasticamente l'impiego di combustibili fossili e quindi l'emissione di gas serra nocivi per l'ambiente.

Al fine di rendere l'impiego delle pompe di calore sempre più competitivo, l'attenzione di progettisti e produttori è rivolta ad un costante miglioramento delle loro prestazioni, sia in termini di efficienza energetica, sia in termini di flessibilità di impiego (possibilità di uso sia per riscaldamento sia per raffrescamento, possibilità di soddisfare, anche contemporaneamente, più utenze termiche con esigenze differenti in termini di richiesta di potenza termica/frigorifera e/o di temperature di esercizio, capacità di funzionamento a carichi parziali senza decadimento dell'efficienza energetica, ecc.). L'esigenza di ottimizzazione è particolarmente sentita per unità a pompa di calore di elevata potenza frigorifera/termica (ad esempio, >100kW), tipicamente destinate all'impiego in grandi edifici con utenze termiche centralizzate, come ad esempio condomini, alberghi, ospedali, caserme,

centri sportivi, piscine, ecc.

Nel caso di pompe di calore a compressione di gas destinate al riscaldamento, una soluzione nota per migliorare l'efficienza energetica consiste nell'eseguire un sottoraffreddamento del fluido operativo dopo la sua condensazione e nello sfruttare la potenza termica di sottoraffreddamento così ottenuta per preriscaldare il fluido termovettore proveniente da un pozzo termico prima di inviarlo all'evaporatore per determinare l'evaporazione del fluido operativo.

I documenti DE 3311505 A1 e WO 2011/045752 A1 descrivono l'impiego della soluzione suddetta in particolare in pompe di calore a due stadi destinate al riscaldamento, di tipo irreversibile.

Nelle pompe di calore a due stadi descritte in tali documenti è presente uno scambiatore di calore addizionale connesso a valle del condensatore e a monte dei mezzi di espansione nel circuito di ciascuno stadio. Gli scambiatori di calore addizionali sono inoltre connessi in una linea di mandata di un fluido termovettore di un pozzo termico, a monte dell'evaporatore dello stadio a temperatura inferiore. E' così possibile preriscaldare il fluido termovettore proveniente dal pozzo termico prima di inviarlo all'evaporatore del ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore tramite la potenza termica derivante dal sottoraffreddamento dei fluidi operativi che compiono i cicli a pompa di calore a temperatura superiore e inferiore. Con questa soluzione è possibile ottenere COP elevati, in particolare uguali o superiori a 3, anche in pompe di calore a due stadi.

Sommario dell'invenzione

Il problema tecnico alla base della presente invenzione è il miglioramento dell'efficienza energetica di pompe di calore operanti per raffrescamento, siano esse pompe di calore irreversibili destinate esclusivamente al raffrescamento o pompe di calore reversibili in grado di operare sia per raffrescamento sia per riscaldamento.

In particolare, si desidera un'unità a pompa di calore in grado di garantire elevati valori di EER (Energy Efficiency Ratio), in particolare uguali o superiori a 3, in un ampio spettro di condizioni operative, anche in presenza di utenze termiche con esigenze differenti in termini di potenza frigorifera/termica e/o di temperature di esercizio richieste.

Le Richiedenti hanno percepito la possibilità di sfruttare un sottoraffreddamento successivo alla condensazione del fluido operativo in un ciclo a pompa di calore per ottenere un miglioramento del rendimento energetico anche nel caso di pompe di calore operanti per raffrescamento, irreversibili o reversibili.

In un suo primo aspetto, l'invenzione riguarda pertanto un'unità a pompa di calore comprendente almeno un circuito atto a realizzare un ciclo a pompa di calore con un rispettivo fluido operativo, detto almeno un circuito comprendendo:

- un evaporatore atto a realizzare l'evaporazione del fluido operativo ad una pressione inferiore di detto ciclo a pompa di calore e destinato ad essere connesso con un circuito esterno di un primo impianto utilizzatore termico in una modalità operativa per raffrescamento di detta unità a pompa di calore;
- un condensatore atto a realizzare la condensazione del fluido operativo ad una pressione superiore di detto ciclo a pompa di calore e destinato ad essere connesso con un circuito esterno di un pozzo termico in una modalità operativa per raffrescamento di detta unità a pompa di calore, e
- un primo scambiatore di calore atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo alla pressione superiore di detto ciclo a pompa di calore dopo la condensazione del medesimo,

caratterizzata dal fatto che detto primo scambiatore di calore è selettivamente collegabile con un circuito esterno di un secondo impianto utilizzatore termico per trasferire ad esso potenza termica rilasciata da detto fluido operativo durante detto sottoraffreddamento.

Nell'ambito della presente descrizione e delle successive rivendicazioni

- con l'espressione "ciclo a pompa di calore" si intende indicare un generico ciclo termodinamico inverso, cioè un ciclo termodinamico atto a trasferire potenza termica da un mezzo o sistema a temperatura inferiore ad un mezzo o sistema a temperatura superiore, o allo scopo di aumentare o mantenere elevata la temperatura del mezzo o sistema a temperatura superiore (funzionamento per riscaldamento), o allo scopo di diminuire o mantenere bassa la temperatura del mezzo o sistema a temperatura inferiore (funzionamento per raffrescamento), e
- con l'espressione "pozzo termico" si intende indicare un mezzo o sistema in

grado di cedere o assorbire potenza termica senza variazioni apprezzabili della sua temperatura media.

Grazie alla predisposizione nell'unità a pompa di calore dell'invenzione di un primo scambiatore di calore con le caratteristiche strutturali e funzionali sopra menzionate, la potenza termica sottratta al fluido operativo durante il suo sottoraffreddamento può essere trasferita ad un secondo impianto utilizzatore termico, e dunque, in sostanza, smaltita all'esterno dell'unità a pompa di calore senza influenzare le condizioni del fluido termovettore nel circuito esterno che è connesso con l'evaporatore dell'unità a pompa di calore, in particolare in questo caso il circuito esterno di un impianto utilizzatore termico di raffrescamento.

Vantaggiosamente, il sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore si traduce in questo caso in un aumento del salto entalpico di evaporazione del fluido operativo nel ciclo a pompa di calore, ovvero dell'effetto utile nel caso di un unità a pompa di calore irreversibile destinata al raffrescamento o di un unità a pompa di calore reversibile operante in modalità di raffrescamento. Poiché ciò avviene senza alcun aumento di potenza elettrica spesa per la compressione del fluido operativo, si ha complessivamente un aumento dell'EER dell'unità a pompa di calore.

Si fa notare che, grazie alle caratteristiche sopra menzionate del primo scambiatore di calore, nell'unità a pompa di calore dell'invenzione è possibile trattare la potenza termica derivante da un sottoraffreddamento del fluido operativo in modo totalmente differente rispetto a quanto avviene nelle unità a pompa di calore della tecnica nota sopra citata, dove l'aumento dell'effetto utile si ottiene recuperando la potenza termica di sottoraffreddamento all'interno dell'unità a pompa di calore e sfruttandola per preriscaldare il fluido termovettore di un pozzo termico a temperatura inferiore, prima di inviarlo all'evaporatore. Questa soluzione non è adatta a unità a pompa di calore destinate al raffrescamento, in quanto in questo caso l'evaporatore è destinato ad essere connesso con il circuito esterno di un impianto utilizzatore termico di raffrescamento, e il preriscaldamento del fluido termovettore di tale impianto agirebbe proprio contro l'effetto utile (potenza frigorifera) che si desidera incrementare.

Si è trovato che con una opportuna scelta del fluido operativo e dei parametri di

funzionamento, l'unità a pompa di calore dell'invenzione permette di raggiungere valori di EER pari a 3.5-4.0, con miglioramenti in taluni casi anche superiori al 100% rispetto alle prestazioni di pompe di calore convenzionali di pari tipologia e potenza.

Qualora la potenza termica di sottraffreddamento venga trasferita ad un secondo impianto utilizzatore termico, ad esempio un impianto per produzione di acqua calda sanitaria a media/bassa temperatura, l'unità a pompa di calore dell'invenzione è in grado di fornire un ulteriore effetto utile, sempre senza alcun aumento di potenza elettrica di compressione, con un ulteriore beneficio per l'efficienza energetica complessiva dell'unità a pompa di calore.

Inoltre, le caratteristiche tecniche dell'unità a pompa di calore dell'invenzione tramite le quali è possibile conseguire i risultati vantaggiosi sopradescritti sono compatibili e facilmente integrabili con altre soluzioni tecniche volte a sfruttare la potenza termica di sottraffreddamento del fluido operativo, in particolare al fine di aumentare l'efficienza energetica anche in una modalità operativa di riscaldamento, quando prevista, a tutto vantaggio della flessibilità di impiego dell'unità a pompa di calore dell'invenzione

In una forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione, il circuito dell'unità a pompa di calore comprende un primo sotto-circuito atto a realizzare un ciclo a pompa di calore a temperatura superiore con un rispettivo fluido operativo e un secondo sotto-circuito atto a realizzare un ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore con un rispettivo fluido operativo, il primo e secondo sotto-circuito sono tra loro in relazione di scambio termico in cascata in modo da realizzare complessivamente un ciclo a pompa di calore a due stadi, e detto condensatore è connesso in detto primo sotto-circuito e detto evaporatore e detto primo scambiatore di calore sono connessi in detto secondo sotto-circuito.

Tale configurazione permette di realizzare un ciclo a pompa di calore a due stadi, particolarmente vantaggioso quando l'unità a pompa di calore dell'invenzione debba essere utilizzata per raffrescamento in climi molto caldi o torridi.

Infatti, con un ciclo a pompa di calore a due stadi è possibile raggiungere temperature di condensazione del fluido operativo nel ciclo a pompa di calore superiore attorno a 80°C, senza necessità di aumentare la temperatura di

evaporazione del fluido operativo nel ciclo a pompa di calore inferiore, e quindi senza ripercussioni negative sulle prestazioni di raffrescamento.

Temperature di condensazione attorno ad 80°C consentono un agevole smaltimento della potenza termica rilasciata in corrispondenza del condensatore nel ciclo a pompa di calore a temperatura superiore anche nel caso di temperature dell'ambiente esterno di $50\text{-}60^{\circ}\text{C}$, tipiche dei climi torridi senza dover ricorrere all'uso di torri di raffreddamento o sistemi di smaltimento di calore analoghi.

Preferibilmente, il primo sotto-circuito comprende un secondo scambiatore di calore atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo alla pressione superiore di detto ciclo a pompa di calore a temperatura superiore dopo la condensazione del medesimo e selettivamente collegabile con il circuito esterno di detto secondo impianto utilizzatore termico per trasferire ad esso potenza termica rilasciata durante detto sottoraffreddamento dal fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore a temperatura superiore.

L'impiego di un secondo scambiatore di calore con le caratteristiche suddette consente di realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore a temperatura superiore in modo analogo a quanto già descritto con riferimento al primo scambiatore di calore.

Ciò si ripercuote sul ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore eseguito nel secondo sotto-circuito in due modi. Innanzitutto, fino a che la condensazione in corrispondenza del condensatore del secondo sotto-circuito non è completa, il sottoraffreddamento nel ciclo a pompa di calore a temperatura superiore induce un ulteriore aumento del salto entalpico di evaporazione in corrispondenza dell'evaporatore del secondo sotto-circuito. Quando la condensazione in corrispondenza del condensatore del secondo sotto-circuito è completa, il suddetto sottoraffreddamento richiede un aumento di portata massica nel secondo sottocircuito al fine di mantenere il bilancio di potenza termica scambiata tra il condensatore del secondo sotto-circuito e l'evaporatore del primo sotto-circuito.

L'ulteriore aumento di salto entalpico di evaporazione nel secondo sotto-circuito avviene senza un corrispondente aumento di potenza elettrica spesa per la compressione dei fluidi operativi nei cicli a pompa di calore a temperatura superiore e inferiore. L'aumento di portata massica nel secondo sotto-circuito

comporta un proporzionale aumento di potenza elettrica spesa per la compressione del fluido operativo nel ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore, ma nessun aumento di potenza elettrica spesa per la compressione del fluido operativo nel ciclo a pompa di calore a temperatura superiore. Globalmente si ottiene un sensibile aumento dell'EER complessivo dell'unità a pompa di calore. Inoltre, tramite il suddetto secondo scambiatore di calore viene messa a disposizione potenza termica ulteriore, e a temperatura più elevata rispetto a quella della potenza termica rilasciata in corrispondenza del primo scambiatore di calore, per servire il secondo impianto utilizzatore termico, quando presente.

In una forma di realizzazione preferita, l'unità a pompa di calore dell'invenzione comprende mezzi di commutazione atti a consentire uno scambio delle connessioni dei circuiti esterni di detto primo impianto utilizzatore termico e di detto pozzo termico rispettivamente con detto evaporatore e con detto condensatore.

Ciò permette di ottenere un'unità a pompa di calore reversibile, in grado di funzionare sia per raffrescamento sia per riscaldamento. Vantaggiosamente, la scelta di realizzare l'inversione di ciclo scambiando tra loro i circuiti esterni rispettivamente della/e utenza/e termica/che e del pozzo termico svincola la commutazione tra le due modalità di funzionamento dalla specifica configurazione dell'unità a pompa di calore.

Preferibilmente, nella suddetta forma di realizzazione di tipo reversibile, in una modalità operativa per riscaldamento dell'unità a pompa di calore almeno uno tra detto primo scambiatore di calore e detto secondo scambiatore di calore, è inoltre selettivamente collegabile con il circuito esterno di detto pozzo termico in modo tale da realizzare un preriscaldamento di un fluido termovettore proveniente da detto pozzo termico per mezzo di potenza termica rilasciata dal fluido operativo di almeno uno tra detto ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore e detto ciclo a pompa di calore a temperatura superiore durante il rispettivo sottoraffreddamento.

Preferibilmente, sia il primo scambiatore di calore sia il secondo scambiatore di calore sono selettivamente collegabili con il circuito esterno del pozzo termico. Preferibilmente, in questo caso il collegamento selettivo è tale per cui tali scambiatori di calore possano realizzare i rispettivi preriscaldamenti in modo

indipendente l'uno dall'altro.

Il recupero di potenza termica derivante dal sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore e/o superiore per preriscaldare il fluido termovettore del pozzo termico permette di aumentare il COP dell'unità a pompa di calore dell'invenzione quando funzionante per riscaldamento.

Preferibilmente, il fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore, ovvero i fluidi operativi rispettivamente di detto ciclo a pompa di calore a temperatura superiore e detto ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore, sono scelti dal gruppo costituito da: (E)-2-butene, (Z)-2-butene, 1-butilene, dimetilchetone, metilacetilene, metil alcol, metilpentano, metilpropene, n-esano, R1270, R290, R600, R600a, R601, R601a, RE-170, tetrametilmetano o RC-270.

I fluidi refrigeranti suddetti sono caratterizzati da curve limite nel diagramma h - p (entalpia specifica – pressione) fortemente inclinate verso le entalpie crescenti, con inclinazione crescente al crescere della pressione. Ciò permette vantaggiosamente di realizzare sottoraffreddamenti anche molto spinti, i quali, come già spiegato, permettono di esaltare tutti gli effetti benefici sull'EER o COP complessivo dell'unità a pompa di calore ottenibili tramite le forme di realizzazione più sopra descritte.

In un suo secondo aspetto, l'invenzione riguarda un sistema per il raffrescamento/riscaldamento di ambienti e/o per la produzione di acqua calda sanitaria comprendente un'unità a pompa di calore avente le caratteristiche precedentemente descritte.

In un suo terzo aspetto, l'invenzione riguarda un procedimento per raffrescare e/o riscaldare per mezzo di un'unità a pompa di calore atta a realizzare almeno un ciclo a pompa di calore con un rispettivo fluido operativo, detto procedimento comprendendo, in una modalità operativa per raffrescamento di detta unità a pompa di calore, le seguenti fasi:

- evaporare detto fluido operativo ad una pressione inferiore di detto ciclo a pompa di calore sottraendo potenza termica ad un primo impianto utilizzatore termico;
- condensare detto fluido operativo ad una pressione superiore di detto ciclo a

- pompa di calore cedendo potenza termica ad un pozzo termico;
- sottoraffreddare detto fluido operativo alla pressione superiore di detto ciclo a pompa di calore dopo detta fase di condensazione;
- trasferire potenza termica rilasciata da detto fluido operativo durante detta fase di sottoraffreddamento ad un secondo impianto utilizzatore termico.

In modo analogo a quanto già menzionato con riferimento al primo aspetto dell'invenzione, grazie al sottoraffreddamento del fluido operativo alla pressione superiore del ciclo a pompa di calore dopo la fase di condensazione, e al trasferimento della potenza termica di sottoraffreddamento rilasciata ad un secondo impianto utilizzatore termico è possibile aumentare il salto entalpico che il fluido operativo può realizzare nella fase di evaporazione, con un corrispondente incremento della potenza termica che è possibile sottrarre al primo impianto utilizzatore termico senza alcun corrispondente incremento di potenza elettrica in fase di compressione.

Il procedimento dell'invenzione permette pertanto di aumentare l'effetto utile in un'unità a pompa di calore irreversibile destinata al raffrescamento o di un'unità a pompa di calore reversibile operante in modalità di raffrescamento. Poiché tale risultato è ottenuto senza alcuna spesa aggiuntiva di potenza elettrica per realizzare la fase di compressione del fluido operativo, ne risulta complessivamente un miglioramento dell'EER dell'unità a pompa di calore.

Breve descrizione delle figure

Ulteriori caratteristiche e vantaggi della presente invenzione risulteranno meglio dalla seguente descrizione di alcune sue forme di realizzazione preferite, fatta qui di seguito, a titolo indicativo e non limitativo, con riferimento ai disegni allegati, in cui:

- la Fig. 1 mostra un diagramma circuitale di una prima forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;
- la Fig. 1A mostra schematicamente in un diagramma $h - p$ il ciclo a pompa di calore realizzato nell'unità a pompa di calore dell'invenzione nella forma di realizzazione di Fig. 1;
- la Fig. 2 mostra un diagramma circuitale di una seconda forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;

- la Fig. 2A mostra schematicamente in un diagramma $h - p$ i cicli a pompa di calore realizzati nell'unità a pompa di calore dell'invenzione nella forma di realizzazione di Fig. 2;
- le Figg. 3A e 3B mostrano diagrammi circuitali di due configurazioni operative di una terza forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;
- le Figg. 4A e 4B mostrano diagrammi circuitali di due configurazioni operative di una quarta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;
- le Figg. 5A e 5B mostrano diagrammi circuitali di due configurazioni operative di una quinta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione, e
- la Fig. 6 mostra un diagramma circuitale di una sesta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione.

Descrizione dettagliata di forme di realizzazione preferite dell'invenzione

Nelle figure un'unità a pompa di calore in accordo con l'invenzione viene complessivamente indicata con il riferimento numerico 1.

In tali figure l'unità a pompa di calore 1 è rappresentata come parte di un sistema 100 per il raffrescamento/riscaldamento di ambienti e/o per la produzione di acqua calda sanitaria, comprendente un circuito esterno di un primo impianto utilizzatore termico 10, un circuito esterno di un pozzo termico 20 e un circuito esterno di un secondo impianto utilizzatore termico 12, i quali sono solo schematicamente rappresentati.

Nel caso di un'unità a pompa di calore 1 funzionante per raffrescamento (Figg. 1, 2, 3A, 4A, 5A) il primo impianto utilizzatore termico 10 può essere un impianto per il raffrescamento di ambienti, e il secondo impianto utilizzatore termico 12 può essere un impianto per la produzione di acqua calda sanitaria a media/bassa temperatura.

Nel caso di un'unità a pompa di calore 1 funzionante per riscaldamento (Figg. 3B, 4B, 5B) il primo impianto utilizzatore termico 10 può essere un primo impianto per il riscaldamento di ambienti, ad esempio un impianto di riscaldamento ad alta temperatura, e il secondo impianto utilizzatore termico 12 può ancora essere un

impianto per la produzione di acqua calda sanitaria a media/bassa temperatura, oppure anche un secondo impianto di riscaldamento, ad esempio un impianto di riscaldamento a bassa temperatura.

In entrambi i casi, in situazioni di impiego dell'unità a pompa di calore 1 nelle quali non vi è un secondo impianto utilizzatore termico 12 da servire, la funzione di tale impianto deve essere assolta da un opportuno pozzo termico in grado di smaltire la potenza termica altrimenti utilizzata dal secondo impianto utilizzatore termico.

Analogamente, in situazioni di impiego dell'unità a pompa di calore 1 nelle quali sia richiesta contemporaneamente sia produzione di caldo sia produzione di freddo, il pozzo termico 20 può essere sostituito da un ulteriore impianto utilizzatore termico in grado di utilizzare la potenza termica o frigorifera altrimenti smaltita tramite tale pozzo termico.

La Fig. 1, mostra una prima forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1 in particolare in una configurazione per raffrescamento, comprendente un circuito 2 per la realizzazione di un ciclo a pompa di calore HPCM con un rispettivo fluido operativo.

Il circuito 2 comprende: un evaporatore S8 atto a realizzare l'evaporazione del fluido operativo ad una pressione inferiore del ciclo a pompa di calore HPCM e destinato ad essere connesso, tramite una linea FL2, con il circuito esterno del primo impianto utilizzatore termico 10 in una modalità operativa per raffrescamento dell'unità a pompa di calore 1; un condensatore S4 atto a realizzare la condensazione del fluido operativo ad una pressione superiore del ciclo a pompa di calore HPCM e destinato ad essere connesso, tramite una linea FL1, con il circuito esterno del pozzo termico 20 in una modalità operativa per raffrescamento di detta unità a pompa di calore 1; un compressore C1 atto a portare il fluido operativo evaporato dalla pressione inferiore alla pressione superiore del ciclo a pompa di calore HPCM, e mezzi di espansione L1 – ad esempio, una valvola di laminazione o un altro dispositivo noto funzionalmente equivalente – atti a realizzare l'espansione del fluido operativo dalla pressione superiore alla pressione inferiore del ciclo a pompa di calore HPCM.

Il circuito 2 comprende inoltre uno scambiatore di calore S6, connesso a valle del condensatore S4 e a monte dei mezzi di espansione L1, atto a realizzare un

sottoraffreddamento del fluido operativo alla pressione superiore del ciclo a pompa di calore dopo la condensazione del medesimo nel condensatore S4.

Nell'ambito della presente descrizione e delle successive rivendicazioni, le espressioni "a valle" e "a monte" vanno intese con riferimento ai versi di circolazione di fluido indicati nelle figure tramite frecce e determinati in generale rispettivamente dai compressori nel caso dei circuiti per la realizzazione dei cicli a pompa di calore, e dalle pompe di circolazione nel caso dei circuiti esterni degli impianti utilizzatori termici e dei pozzi termici.

Lo scambiatore di calore S6 è inoltre selettivamente collegabile con il circuito esterno del secondo impianto utilizzatore termico 12 per trasferire ad esso potenza termica rilasciata dal fluido operativo durante detto sottoraffreddamento.

Ciò è ottenuto preferibilmente per mezzo di una valvola V9, preferibilmente una elettrovalvola modulante, predisposta in una linea FL3 per la connessione con il circuito esterno del secondo impianto utilizzatore termico 12.

Tramite lo scambiatore di calore S6 la potenza termica sottratta al fluido operativo durante il suo sottoraffreddamento può essere così smaltita all'esterno dell'unità a pompa di calore 1 senza influenzare le condizioni operative del primo impianto utilizzatore termico 10, ottenendo un sensibile aumento dell'efficienza energetica dell'unità a pompa di calore 1, in particolare del suo EER. Come già spiegato sopra, tale aumento è dovuto ad un aumento di effetto frigorifero utile, determinato da un aumento del salto entalpico di evaporazione che il fluido operativo può realizzare in corrispondenza dell'evaporatore S8, ottenibile senza aumento di potenza elettrica di compressione e/o effetti collaterali che contrastano tale effetto utile.

La Fig. 1A mostra schematicamente in un diagramma $h - p$ (entalpia specifica – pressione) come un ciclo a pompa di calore di un'unità a pompa di calore convenzionale (linea continua), priva dello scambiatore di calore S6 con le caratteristiche sopra menzionate, viene modificato (linea tratteggiata) nel caso dell'unità a pompa di calore 1 dell'invenzione.

In particolare, nel ciclo a pompa di calore HPCM realizzato nell'unità a pompa di calore 1 il fluido operativo subisce, dopo la condensazione C-D in corrispondenza del condensatore S4, un sottoraffreddamento D-E, realizzato nello scambiatore di

calore S6. Tale sottoraffreddamento si ripercuote positivamente sulla fase di evaporazione F-B realizzata nell'evaporatore S8. Infatti, per via dell'entalpia di ingresso più bassa del fluido operativo nell'evaporatore S8, il salto entalpico di evaporazione aumenta rispetto al ciclo convenzionale di una quantità $(h_A - h_F)$, corrispondente al salto entalpico realizzato durante il sottoraffreddamento D-E.

Per mezzo dell'unità a pompa di calore 1 mostrata in Fig. 1 atta a realizzare il ciclo a pompa di calore HPCM mostrato in Fig. 1A con un rispettivo fluido operativo è possibile attuare un procedimento per raffrescare e/o riscaldare, il quale in una modalità operativa per raffrescamento dell'unità a pompa di calore 1 comprende le fasi di seguito descritte.

In una prima fase, che ha luogo nell'evaporatore S8, il fluido operativo viene evaporato ad una pressione inferiore del ciclo a pompa di calore HPCM, ponendolo in relazione di scambio termico con il primo impianto utilizzatore termico 10, in particolare un impianto di raffrescamento, dal quale viene così sottratta potenza termica.

In una fase successiva, che ha luogo nel condensatore S4, il fluido operativo viene condensato ad una pressione superiore del ciclo a pompa di calore HPCM ponendolo in relazione di scambio termico con il pozzo termico 20, al quale viene ceduta la potenza termica di condensazione.

In una fase successiva, che ha luogo nello scambiatore di calore S6, il fluido operativo viene sottoposto ad un sottoraffreddamento, preferibilmente isobaro.

In una fase ulteriore, tramite lo scambiatore S6 la potenza termica rilasciata dal fluido operativo durante la fase di sottoraffreddamento viene trasferita al secondo impianto utilizzatore termico 12.

La Fig. 2 mostra una seconda forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1, che si differenzia da quella di Fig. 1 per il tipo di circuito 2. In questo caso, tale circuito comprende un primo sotto-circuito 2a atto a realizzare un ciclo a pompa di calore a temperatura superiore HPCM-HT con un rispettivo fluido operativo e un secondo sotto-circuito 2b atto a realizzare un ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore HPCM-LT con un rispettivo fluido operativo. Il primo e il secondo sotto-circuito 2a, 2b sono tra loro in relazione di scambio termico in cascata in modo da realizzare complessivamente un ciclo a pompa di calore

HPCM a due stadi.

In questo caso, il primo sotto-circuito 2a comprende il condensatore S4 sopra descritto con riferimento alla forma di realizzazione di Fig. 1, mezzi di espansione L2, un compressore C2 e un evaporatore. Il secondo sotto-circuito 2b comprende l'evaporatore S8, lo scambiatore di calore S6, il compressore C1 e i mezzi di espansione L1 sopra descritti con riferimento alla forma di realizzazione di Fig. 1, e un condensatore in relazione di scambio termico con l'evaporatore del primo sotto-circuito 2a.

Il condensatore del secondo sotto-circuito 2b e l'evaporatore del primo sotto-circuito 2a sono preferibilmente integrati in un singolo dispositivo di scambio termico S7, allo scopo di una maggiore compattezza costruttiva ed una migliore efficienza di scambio termico. Non si escludono comunque forme di realizzazione in cui tali componenti sono separati e posti in relazione di scambio termico tramite un circuito intermedio per la circolazione di un opportuno fluido termovettore.

Una configurazione a due stadi dell'unità a pompa di calore 1 è particolarmente vantaggiosa nel caso di impiego per raffrescamento in regioni con climi molto caldi o torridi. Infatti, le elevate temperature di condensazione ottenibili in questo caso in corrispondenza del condensatore S4 consentono comunque un agevole smaltimento della potenza termica di condensazione nell'ambiente esterno, senza necessità di aumentare la temperatura di evaporazione nell'evaporatore S8 e quindi di limitare le prestazioni di raffrescamento.

Come mostrato in Fig. 2, quando la pompa di calore 1 dell'invenzione presenta una configurazione a due stadi, preferibilmente anche nel primo sotto-circuito 2a è presente uno scambiatore di calore S5 connesso a valle del condensatore S4 e a monte dei mezzi di espansione L2, con funzione analoga a quella dello scambiatore di calore S6 nel secondo sotto-circuito 2b.

In particolare, lo scambiatore di calore S5 è atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore a temperatura superiore HPCM-HT dopo la condensazione del medesimo ed è selettivamente collegabile con il circuito esterno del secondo impianto utilizzatore termico 12 per trasferire ad esso potenza termica rilasciata dal fluido operativo durante detto sottoraffreddamento.

Il collegamento selettivo dello scambiatore di calore S5 con il circuito esterno del secondo impianto utilizzatore termico 12 è realizzato per mezzo di una valvola V12, preferibilmente una elettrovalvola modulante.

Il sottoraffreddamento del fluido operativo nel primo sotto-circuito 2a tramite lo scambiatore di calore S5 contribuisce vantaggiosamente ad un ulteriore aumento del salto entalpico realizzabile in corrispondenza dell'evaporatore S8 e quindi al miglioramento dell'EER dell'unità a pompa di calore 1.

La Fig. 2A mostra schematicamente in un diagramma $h - p$ (entalpia specifica – pressione) come un ciclo a pompa di calore di un'unità a pompa di calore a due stadi convenzionale (linea continua), priva degli scambiatori di calore S6 ed S5 con le caratteristiche sopra menzionate, viene modificato (linea tratteggiata) nel caso della forma di realizzazione mostrata in Fig. 2 dell'unità a pompa di calore 1 dell'invenzione.

Si osserva in particolare che i sottoraffreddamenti D'-E' e E-H, rispettivamente realizzati nel ciclo a pompa di calore a temperatura superiore HPCM-HT tramite lo scambiatore di calore S5 e nel ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore HPCM-LT tramite lo scambiatore di calore S6, determinano un incremento del salto entalpico di evaporazione realizzabile in corrispondenza dell'evaporatore S8 (trasformazione G-B) complessivamente pari $(h_A - h_G) > (h_A - h_F)$, dove $(h_A - h_F)$ è l'incremento di salto entalpico di evaporazione che si otterrebbe effettuando un sottoraffreddamento solo nel ciclo a pompa di calore a temperatura superiore HPCM-HT.

Nelle forme di realizzazione dell'unità a pompa di calore 1 che prevedono due stadi ed entrambi gli scambiatori di calore S6 ed S5 sopra descritti, come mostrato in Fig. 2, tali scambiatori di calore sono preferibilmente predisposti in modo tale da trasferire le rispettive potenze termiche di sottoraffreddamento al secondo impianto utilizzatore termico 12 in modo indipendente l'uno dall'altro, ovvero operando in parallelo su due distinti flussi di un fluido termovettore del secondo impianto utilizzatore termico 12.

Preferibilmente, inoltre, in tali forme di realizzazione i compressori C1 e C2 sono compressori a portata variabile, ad esempio compressori a gradini di parzializzazione o con inverter. Ciò garantisce una maggior adattabilità dell'unità a

pompa di calore 1 ai possibili sbilanciamenti nello scambio di potenza termica tra ciclo a pompa di calore a temperatura superiore HPCM-HT e ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore HPCM-LT che possono verificarsi a causa dei sottoraffreddamenti. Tale maggiore adattabilità ha, a parità di tutte le altre condizioni, un'influenza positiva sull'efficienza energetica complessiva dell'unità a pompa di calore 1.

Le Figg. 3A e 3B mostrano una terza forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1 atta al funzionamento sia per raffrescamento sia per riscaldamento, ovvero di tipo reversibile.

A tal fine, in questa forma di realizzazione sono previsti mezzi di commutazione atti a consentire uno scambio delle connessioni dei circuiti esterni del primo impianto utilizzatore termico 10 e del pozzo termico 20 rispettivamente con l'evaporatore S8 e con il condensatore S4. Preferibilmente, tali mezzi di commutazione comprendono due valvole a quattro vie V1 e V2, preferibilmente elettrovalvole, opportunamente predisposte nelle linee per la connessione dei suddetti circuiti esterni con l'evaporatore S8 e il condensatore S4.

In particolare, nella configurazione operativa mostrata in Fig. 3A, corrispondente ad un funzionamento per raffrescamento, il circuito esterno del primo impianto utilizzatore termico 10 viene connesso all'evaporatore S8, mentre il circuito esterno del pozzo termico 20 viene connesso al condensatore S4, in modo del tutto analogo alle forme di realizzazione precedentemente descritte.

Nella configurazione operativa mostrata in Fig. 3B, corrispondente ad un funzionamento per riscaldamento, il circuito esterno del primo impianto utilizzatore termico 10 viene connesso al condensatore S4, così da fornire a tale impianto la potenza termica richiesta, mentre il circuito esterno del pozzo termico 20 viene connesso all'evaporatore S8.

Preferibilmente, nella forma di realizzazione delle Figg. 3A e 3B e in generale in tutte le forme di realizzazione in cui si prevede un funzionamento dell'unità a pompa di calore 1 anche per riscaldamento, lo scambiatore di calore S6 e/o lo scambiatore di calore S5 sono inoltre selettivamente collegabili con il circuito esterno del pozzo termico 20 in modo tale da realizzare, nella modalità operativa per riscaldamento dell'unità a pompa di calore 1, un preriscaldamento di un fluido

termovettore proveniente da detto pozzo termico 20 per mezzo della potenza termica rilasciata dal fluido operativo del ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore HPCM_LT e/o del ciclo a pompa di calore a temperatura superiore HPCM_HT durante i rispettivi sottoraffreddamenti.

Vantaggiosamente, in questo modo è possibile sfruttare la potenza termica di sottoraffreddamento rilasciata in corrispondenza degli scambiatori di calore S5 ed S6 per migliorare l'efficienza energetica (COP) dell'unità a pompa di calore 1 anche nel caso di funzionamento per riscaldamento.

Per permettere la connessione degli scambiatori di calore S5 e/o S6 alternativamente o con il circuito esterno del secondo impianto utilizzatore termico 12 (nella configurazione operativa per raffrescamento, Fig. 3A), oppure con il circuito esterno del pozzo termico 20 (nella configurazione operativa per riscaldamento, Fig. 3B), evitando un mescolamento dei rispettivi fluidi termovettori, sono preferibilmente previsti mezzi di commutazione, in particolare una valvola a tre vie V8, preferibilmente una elettrovalvola, atti a connettere i suddetti scambiatori di calore alternativamente o nella linea FL3 oppure nella linea FL2.

Preferibilmente, quando entrambi gli scambiatori di calore S6 ed S5 sono selettivamente collegabili con il circuito esterno del pozzo termico 20, la connessioni sono predisposte in modo tale che tali scambiatori di calore possano effettuare il preriscaldamento del fluido termovettore del pozzo termico 20 in modo indipendente l'uno dall'altro, ovvero operando in parallelo su due distinti flussi di un fluido termovettore del pozzo termico 20

In particolare, come mostrato nelle Figg. 3A e 3B, lo scambiatore di calore S5 è connesso in un primo ramo FL2' della linea FL2 per la connessione con il circuito esterno del pozzo termico 20. Nel primo ramo FL2' è anche presente una valvola V7, preferibilmente una elettrovalvola modulante. Lo scambiatore di calore S6 è invece connesso in un secondo ramo FL2'', in parallelo con il primo ramo FL2', della linea FL2. Nel secondo ramo FL2'' è anche presente una valvola V6, preferibilmente una elettrovalvola modulante.

Preferibilmente, la linea FL2 comprende in questo caso anche un primo collettore M1 connesso a monte degli scambiatori di calore S6 ed S5 ed un secondo collettore M2 connesso a monte dell'evaporatore S8 e a valle delle valvole V6 e

V7. I collettori M1 ed M2 sono preferibilmente collegati tramite una linea di by-pass BPL per by-passare i rami FL2' ed FL2'', dotata di una valvola V5, anch'essa preferibilmente una elettrovalvola modulante.

Preferibilmente, al fine di mantenere una portata di fluido termovettore del pozzo termico 20 costante nell'evaporatore S8, una modulazione o chiusura della valvola V6 e/o della valvola V7 viene compensata tramite una corrispondente modulazione o apertura della valvola V5.

Quando la potenza termica rilasciata in corrispondenza degli scambiatori di calore S5 ed S6 deve essere trasferita al secondo impianto utilizzatore termico 12 (configurazione operativa per raffrescamento, Fig. 3A), la valvola a tre vie V8 è in deviazione verso la linea FL3, le valvole V6 e V7 sono completamente chiuse e le valvole V9 e V12 sono completamente o parzialmente aperte. Una regolazione del grado di apertura delle valvole V9 e V12 consente di regolare la potenza termica trasferita al fluido termovettore del secondo impianto utilizzatore termico 12, e conseguentemente l'entità del sottoraffreddamento eseguito negli scambiatori di calore S6 ed S5.

Quando invece la potenza termica rilasciata in corrispondenza degli scambiatori di calore S5 ed S6 deve essere utilizzata per preriscaldare il fluido termovettore del pozzo termico 20 (nella configurazione operativa per riscaldamento, Fig. 3B), la valvola a tre vie V8 è in deviazione verso la linea FL2, le valvole V9 e V12 sono completamente chiuse e le valvole V6 e V7 sono completamente o parzialmente aperte. Una regolazione del grado di apertura delle valvole V6 e V7 consente di regolare la potenza termica trasferita al fluido operativo del pozzo termico 20 prima che esso raggiunga l'evaporatore S8, e conseguentemente l'entità del sottoraffreddamento eseguito negli scambiatori di calore S6 ed S5.

In tutte le forme di realizzazione in cui sono presenti le coppie di valvole a due vie V6 + V9 e V7 + V12, ciascuna di tali coppie può essere sostituita da una valvola a tre vie predisposta in modo tale da espletare le funzioni sopra descritte delle corrispondenti valvole a due vie.

Le Figg. 4A e 4B mostrano una quarta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1 che si differenzia da quella delle Figg. 3A e 3B per il fatto di poter servire in modo dedicato, sia in una configurazione operativa per

raffrescamento (Fig. 4A) sia in una configurazione operativa per riscaldamento (Fig. 4B), anche un ulteriore impianto utilizzatore termico 13 per produzione di acqua calda sanitaria, in aggiunta agli impianti utilizzatori termici 10 e 12. Questa forma di realizzazione permette in particolare di servire un impianto utilizzatore termico per la produzione di acqua calda sanitaria ad alta temperatura. La produzione di acqua calda ad alta temperatura, in particolare superiore a 60°C, è richiesta in tutti quei contesti nei quali è necessario prevenire il possibile manifestarsi della legionella (ospedali, piscine e centri sportivi, caserme, ecc.)

La forma di realizzazione mostrata nelle Figg. 4A e 4B prevede, a titolo di esempio, che lo scambio termico con l'impianto utilizzatore termico 13 avvenga indirettamente in corrispondenza di un accumulatore termico (bollitore) 13a, ma sono possibili anche altre soluzioni, note al tecnico del settore, per connettere l'unità a pompa di calore 1 con il circuito esterno di tale impianto utilizzatore termico.

Rispetto alla forma di realizzazione delle Figg. 3A e 3B, sono in questo caso ulteriormente previste connessioni per un circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 13 e due valvole a tre vie V11 e V3, preferibilmente elettrovalvole.

La valvola a tre vie V11 è predisposta in modo tale da consentire, nella configurazione operativa per raffrescamento (Fig. 4A), di connettere la linea FL1 con il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 13. In questo modo è possibile sfruttare la potenza termica rilasciata dal condensatore S4 per produrre acqua calda sanitaria ad alta temperatura, invece che disperdere tale potenza in corrispondenza del pozzo termico 20.

La valvola a tre vie V3 è predisposta in modo tale da consentire, nella configurazione operativa per riscaldamento (Fig. 4B), di connettere la linea FL1 alternativamente con il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 10 oppure con il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 13. In questo modo è possibile utilizzare la potenza termica rilasciata in corrispondenza del condensatore S4 alternativamente per riscaldamento o produzione di acqua calda sanitaria ad alta temperatura.

Le Figg. 5A e 5B mostrano una quinta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1, la quale, rispetto alla forma di realizzazione delle Figg. 4A e 4B

permette in aggiunta di soddisfare, tramite l'impianto utilizzatore termico 13 per la produzione di acqua calda sanitaria già menzionato, anche fabbisogni di acqua calda sanitaria a bassa temperatura. La forma di realizzazione delle Figg. 5A e 5B si differenzia da quella delle Figg. 4A e 4B in particolare per la presenza di una ulteriore valvola a tre vie V4, preferibilmente una elettrovalvola.

La valvola a tre vie V4 è predisposta in modo tale da consentire di connettere selettivamente le linee FL2' ed FL2'', nelle quali sono connessi gli scambiatori di calore S5 ed S6, anche con il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 13 per la produzione di acqua calda sanitaria, in modo da creare con esso un circuito chiuso. In questo modo è possibile utilizzare la potenza termica rilasciata in corrispondenza dei due scambiatori di calore S5 ed S6 alternativamente per produrre acqua calda sanitaria, sia nella configurazione operativa per raffrescamento (Fig. 5A) sia nella configurazione operativa per riscaldamento (Fig. 5B), oppure per preriscaldare il fluido termovettore del pozzo termico 20 nella configurazione operativa per riscaldamento.

Per un funzionamento ottimale di questa forma di realizzazione nella configurazione operativa per raffrescamento (Fig. 5A) è inoltre opportuno prevedere esternamente all'unità a pompa di calore 1 mezzi per il by-pass del circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 10, destinato al raffrescamento in questa configurazione operativa. Tali mezzi comprendono preferibilmente una valvola a tre vie V13, preferibilmente una elettrovalvola, predisposta tra il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 10 e il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 13. La valvola a tre vie V13 esterna, insieme alla già descritta valvola a tre vie V11 dell'unità a pompa di calore 1, permette di connettere la linea FL1 con il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 13 by-passando il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 10.

In particolare, nella configurazione operativa per raffrescamento la valvola a tre vie V11 connette la linea FL1 al circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 13, mentre la valvola a tre vie esterna V13 consente di by-passare il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 10. In questo modo è possibile sfruttare la potenza termica rilasciata dal condensatore principale S4 per produrre acqua calda sanitaria ad alta temperatura, invece che disperdere tale potenza in

corrispondenza del pozzo termico 20. Questa modalità di funzionamento necessita che il circuito FL1 sia un circuito chiuso.

In tutte le forme di realizzazione descritte, l'unità a pompa di calore 1 comprende preferibilmente anche un'unità di controllo programmabile, non mostrata nelle figure. In particolare, tale unità di controllo può essere opportunamente programmata per controllare l'apertura/chiusura, la modulazione o la deviazione delle valvole nonché l'accensione/spegnimento, il grado di parzializzazione o il numero di giri dei compressori presenti in ciascuna forma di realizzazione dell'unità a pompa di calore 1.

I fluidi operativi impiegati nei cicli a pompa di calore realizzati nell'unità a pompa di calore 1 possono essere uguali o differenti tra loro.

Vengono preferibilmente scelti fluidi operativi che permettano di combinare le seguenti caratteristiche, vantaggiose al fine del funzionamento dell'unità a pompa di calore 1:

- curve limite, e in particolare curva limite inferiore, in diagrammi $h - p$ molto inclinate nella direzione delle entalpie crescenti;
- elevato calore specifico del fluido operativo allo stato liquido rispetto al calore latente di condensazione/evaporazione;
- elevato calore specifico del fluido operativo allo stato vapore rispetto al calore latente di condensazione/evaporazione.

Le prime due caratteristiche menzionate sono particolarmente rilevanti per forme di realizzazione o condizioni operative che utilizzano sottoraffreddamenti spinti, mentre la terza è particolarmente rilevante per tutte le forme di realizzazione o condizioni operative che utilizzano surriscaldamenti spinti.

In particolare, per l'ottenimento delle migliori prestazioni dell'unità a pompa di calore 1 si sono dimostrati particolarmente vantaggiosi i seguenti fluidi operativi: (E)-2-butene, (Z)-2-butene, 1-butilene, dimetilchetone, metilacetilene, metil alcol, metilpentano, metilpropene, n-esano, R1270, R290, R600, R600a, R601, R601a, RE-170, tetrametilmetano o RC-270.

Oltre a presentare almeno una o più delle caratteristiche desiderate sopraelencate, questi fluidi operativi hanno il vantaggio di essere fluidi refrigeranti cosiddetti "naturali", cioè non dannosi per l'ambiente né dal punto di vista di effetti

negativi sull'ozono atmosferico, né dal punto di vista dell'effetto serra.

Se la tipologia di fluido operativo scelta, in particolare per la sua natura idrocarburica, pone problemi di sicurezza (pericolo di incendio) nei casi in cui l'unità a pompa di calore 1 deve venire installata in locali interrati o seminterrati, quest'ultima viene preferibilmente dotata anche di mezzi per la rilevazione e l'evacuazione di fughe di gas.

La Fig. 6 mostra un forma di realizzazione dell'unità a pompa di calore 1 comprendente un sistema per la rilevazione e l'evacuazione di fughe di gas. A titolo di esempio, la configurazione dell'unità a pompa di calore 1 rappresentata corrisponde alla seconda forma di realizzazione sopra descritta con riferimento alla Fig. 2.

Il sistema per la rilevazione e l'evacuazione di fughe di gas comprende almeno un rivelatore di gas 31, posizionato il più possibile in prossimità del fondo dell'unità a pompa di calore 1 e mezzi di ventilazione 32, attivabili dal rivelatore di gas 31 e predisposti in modo tale che la loro aspirazione si trovi anch'essa in prossimità del fondo dell'unità a pompa di calore 1, mentre la loro mandata sia connessa ad un condotto di evacuazione di gas in comunicazione con l'ambiente esterno. Opzionalmente, può essere previsto un apposito dispositivo di controllo 34 atto a ricevere segnali dal rivelatore di gas 31 e a comandare conseguentemente i mezzi di ventilazione 32. Il dispositivo di controllo 34 può anche comandare mezzi avvisatori acustici e/o luminosi 35, se previsti, e/o essere configurato per inviare segnali di allarme ad un eventuale sistema di monitoraggio/supervisione esterno (non mostrato). Le funzioni del dispositivo di controllo 34 potrebbero anche essere svolte dall'unità di controllo programmabile dell'unità a pompa di calore 1.

Naturalmente, il tecnico del settore potrà sfruttare le caratteristiche tecniche dell'unità a pompa di calore 1 dell'invenzione presentate con riferimento alle forme di realizzazione preferite sopra descritte anche in combinazioni differenti, al fine di soddisfare specifiche e contingenti esigenze applicative.

RIVENDICAZIONI

1. Unità a pompa di calore (1) comprendente almeno un circuito (2) atto a realizzare un ciclo a pompa di calore (HPCM) con un rispettivo fluido operativo, detto almeno un circuito (2) comprendendo:

- un evaporatore (S8) atto a realizzare l'evaporazione del fluido operativo ad una pressione inferiore di detto ciclo a pompa di calore (HPCM) e destinato ad essere connesso con un circuito esterno di un primo impianto utilizzatore termico (10) in una modalità operativa per raffrescamento di detta unità a pompa di calore (1);
- un condensatore (S4) atto a realizzare la condensazione del fluido operativo ad una pressione superiore di detto ciclo a pompa di calore (HPCM) e destinato ad essere connesso con un circuito esterno di un pozzo termico (20) in una modalità operativa per raffrescamento di detta unità a pompa di calore (1), e
- un primo scambiatore di calore (S6) atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo alla pressione superiore di detto ciclo a pompa di calore (HPCM) dopo la condensazione del medesimo,

caratterizzata dal fatto che detto primo scambiatore di calore (S6) è selettivamente collegabile con un circuito esterno di un secondo impianto utilizzatore termico (12) per trasferire ad esso potenza termica rilasciata da detto fluido operativo durante detto sottoraffreddamento.

2. Unità a pompa di calore (1) secondo la rivendicazione 1, in cui detto circuito (2) comprende un primo sotto-circuito (2a) atto a realizzare un ciclo a pompa di calore a temperatura superiore (HPCM_HT) con un rispettivo fluido operativo e un secondo sotto-circuito (2b) atto a realizzare un ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore (HPCM_LT) con un rispettivo fluido operativo, in cui detti primo e secondo sotto-circuito (2a, 2b) sono tra loro in relazione di scambio termico in cascata in modo da realizzare complessivamente un ciclo a pompa di calore a due stadi, e in cui detto condensatore (S4) è connesso in detto primo sotto-circuito (2a) e detto evaporatore (S8) e detto primo scambiatore di calore (S6) sono connessi in detto secondo sotto-circuito (2b).

3. Unità a pompa di calore (1) secondo la rivendicazione 2, in cui detto primo sotto-circuito (2a) comprende un secondo scambiatore di calore (S5) atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo alla pressione superiore di detto ciclo a pompa di calore a temperatura superiore (HPCM_HT) dopo la condensazione del medesimo e selettivamente collegabile con il circuito esterno di detto secondo impianto utilizzatore termico (12) per trasferire ad esso potenza termica rilasciata durante detto sottoraffreddamento dal fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore a temperatura superiore (HPCM_HT).

4. Unità a pompa di calore (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, comprendente mezzi di commutazione (V1, V2) atti a consentire uno scambio delle connessioni dei circuiti esterni di detto primo impianto utilizzatore termico (10) e di detto pozzo termico (20) rispettivamente con detto evaporatore (S8) e con detto condensatore (S4).

5. Unità a pompa di calore (1) secondo la rivendicazione 4, in cui almeno uno tra detto primo scambiatore di calore (S6) e detto secondo scambiatore di calore (S5) in una modalità operativa per riscaldamento di detta unità a pompa di calore (1) è inoltre selettivamente collegabile con il circuito esterno di detto pozzo termico (20) in modo tale da realizzare un preriscaldamento di un fluido termovettore proveniente da detto pozzo termico (20) per mezzo di potenza termica rilasciata dal fluido operativo di almeno uno tra detto ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore (HPCM_LT) e detto ciclo a pompa di calore a temperatura superiore (HPCM_HT) durante il rispettivo sottoraffreddamento.

6. Unità a pompa di calore (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, in cui il fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore (HPCM), ovvero i fluidi operativi rispettivamente di detto ciclo a pompa di calore a temperatura superiore (HPCM_HT) e detto ciclo a pompa di calore a temperatura inferiore (HPCM_LT), sono scelti dal gruppo costituito da: (E)-2-butene, (Z)-2-butene, 1-butilene, dimetilchetone, metilacetilene, metil alcol, metilpentano,

metilpropene, n-esano, R1270, R290, R600, R600a, R601, R601a, RE-170, tetrametilmetano o RC-270.

7. Unità a pompa di calore (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, comprendente mezzi (31, 32, 33, 34) per la rilevazione e l'evacuazione di fughe di gas.

8. Sistema (100) per il raffrescamento/riscaldamento di ambienti e/o per la produzione di acqua calda sanitaria comprendente un'unità a pompa di calore (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti.

9. Procedimento per raffrescare e/o riscaldare per mezzo di un'unità a pompa di calore (1) atta a realizzare almeno un ciclo a pompa di calore (HPCM) con un rispettivo fluido operativo, detto procedimento comprendendo, in una modalità operativa per raffrescamento di detta unità a pompa di calore (1), le seguenti fasi:

- evaporare detto fluido operativo ad una pressione inferiore di detto ciclo a pompa di calore (HPCM) sottraendo potenza termica ad un primo impianto utilizzatore termico (10);
- condensare detto fluido operativo ad una pressione superiore di detto ciclo a pompa di calore (HPCM) cedendo potenza termica ad un pozzo termico (20);
- sottoraffreddare detto fluido operativo alla pressione superiore di detto ciclo a pompa di calore (HPCM) dopo detta fase di condensazione;
- trasferire potenza termica rilasciata da detto fluido operativo durante detta fase di sottoraffreddamento ad un secondo impianto utilizzatore termico (12).

CLAIMS

1. Heat pump unit (1) comprising at least one circuit (2) adapted to perform a heat pump cycle (HPCM) with a respective operating fluid, said at least one circuit (2) comprising:

- an evaporator (S8) adapted to perform the evaporation of the operating fluid at a lower pressure of said heat pump cycle (HPCM) and intended to be connected to an external circuit of a first thermal user installation (10) in a cooling operating mode of said heat pump unit (1);
- a condenser (S4) adapted to perform the condensation of the operating fluid at a higher pressure of said heat pump cycle (HPCM) and intended to be connected to an external circuit of a first heat sink (20) in a cooling operating mode of said heat pump unit (1), and
- a first heat exchanger (S6), adapted to perform an undercooling of the operating fluid at the higher pressure of said heat pump cycle (HPCM) after the condensation of the same,

characterized in that said first heat exchanger (S6) is selectively connectable to an external circuit of a second thermal user installation (12) for transferring thereto heat power released by said operating fluid during said undercooling.

2. Heat pump unit (1) according to claim 1, wherein said circuit (2) comprises a first sub-circuit (2a) adapted to perform a higher temperature heat pump cycle (HPCM_HT) with a respective operating fluid and a second sub-circuit (2b) adapted to perform a lower temperature heat pump cycle (HPCM_LT) with a respective operating fluid, wherein said first and second sub-circuits (2a, 2b) are in cascading heat exchange relationship with each other so as to perform globally a two-stage heat pump cycle, and wherein said condenser (S4) is connected in said first sub-circuit (2a) and said evaporator (S8) and said first heat exchanger (S6) are connected in said second sub-circuit (2b).

3. Heat pump unit (1) according to claim 2, wherein said first sub-circuit (2a) comprises a second heat exchanger (S5) adapted to perform an undercooling of the operating fluid at the higher pressure of said higher temperature heat pump

cycle (HPCM_HT) after the condensation of the same and selectively connectable to the external circuit of said second thermal user installation (12) to transfer thereto thermal power released during said undercooling by the operating fluid of said higher temperature heat pump cycle (HPCM_HT).

4. Heat pump unit (1) according to any one of the previous claims, comprising switching means (V1, V2), adapted to allow an exchange of connections of the external circuits of said first thermal user installation (10) and said first heat sink (20) respectively with said evaporator (S8) and with said condenser (S4).

5. Heat pump unit (1) according to claim 4, wherein at least one of said first heat exchanger (S6) and said second heat exchanger (S5) in a heating operating mode of said heat pump unit (1) is further selectively connectable to the external circuit of said first heat sink (20) so as to perform a preheating of a heat carrier fluid coming from said heat sink (20) by means of heat power released by the operating fluid of at least one of said lower temperature heat pump cycle (HPCM_LT) and said higher temperature heat pump cycle (HPCM_HT) during the respective undercooling.

6. Heat pump unit (1) according to any one of the previous claims, wherein the operating fluid of said heat pump cycle (HPCM), or the operating fluids of said higher temperature heat pump cycle (HPCM_HT) and of said lower temperature heat pump cycle (HPCM_LT) respectively, are selected from the group consisting of: (E)-2-butene, (Z)-2-butene, 1-butylene, dimethyl ketone, methylacetylene, methyl alcohol, methylpentane, methylpropene, n-hexane, R1270, R290, R600, R600a, R601, R601a, RE-170, tetramethylmethane or RC-270.

7. Heat pump unit (1) according to any one of the previous claims, comprising means (31, 32, 33, 34) for detecting and evacuating gas leaks.

8. System (100) for cooling/heating environments and/or for producing sanitary hot water comprising a heat pump unit (1) according to any one of the

previous claims.

9. Method for cooling and/or heating by means of a heat pump unit (1) adapted to perform at least one heat pump cycle (HPCM) with a respective operating fluid, said method comprising, in a cooling operating mode of said heat pump unit (1), the following steps:

- evaporating said operating fluid at a lower pressure of said heat pump cycle (HPCM) subtracting heat power from a first thermal user installation (10);
- condensing said operating fluid at a higher pressure of said heat pump cycle (HPCM) releasing heat power to a first heat sink (20);
- undercooling said operating fluid at the higher pressure of said heat pump cycle (HPCM) after said step of condensing;
- transferring the heat power released by said operating fluid during said undercooling step to a second thermal user installation (12).

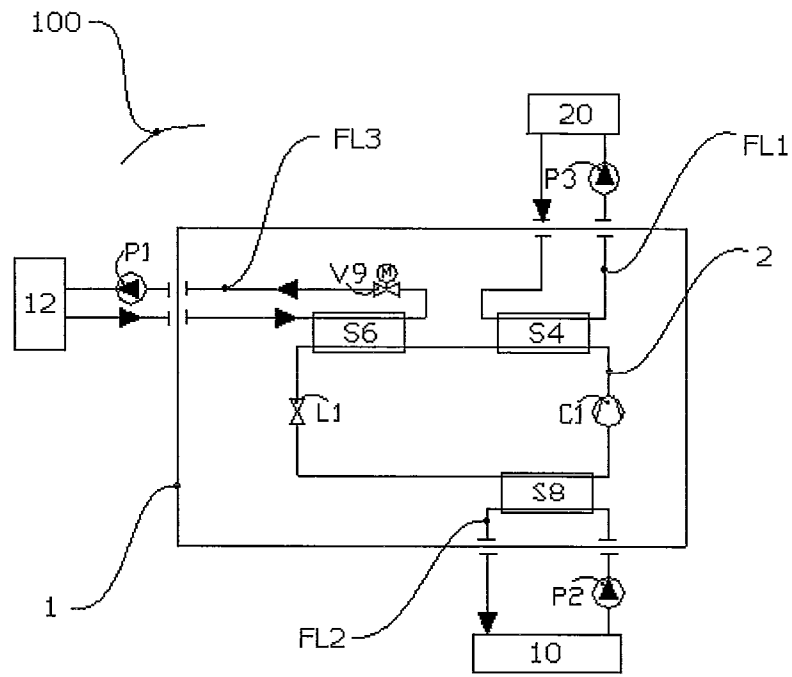


Fig. 1

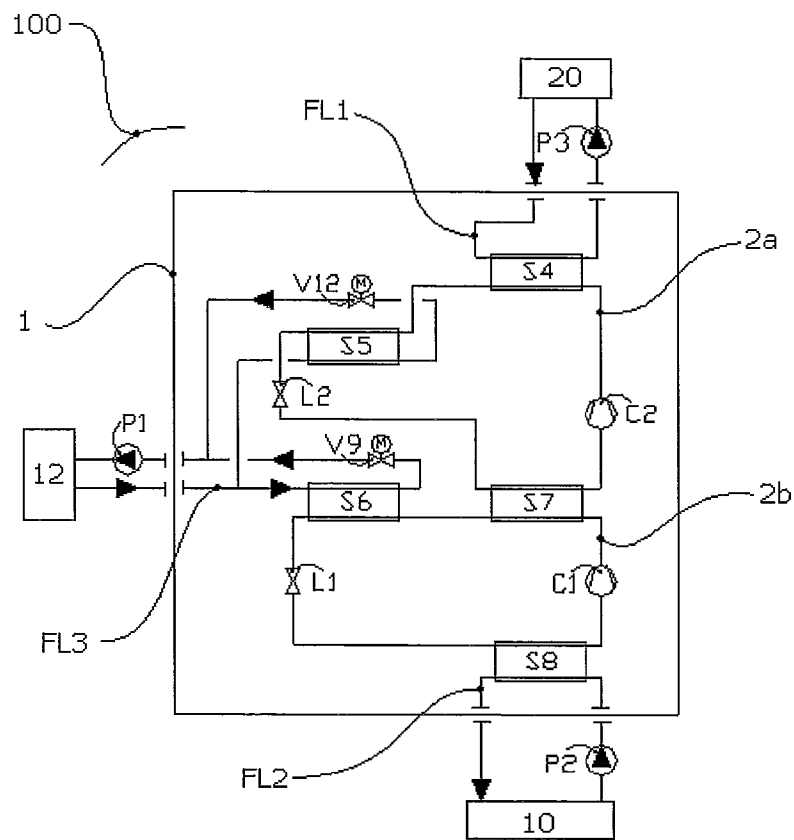


Fig. 2

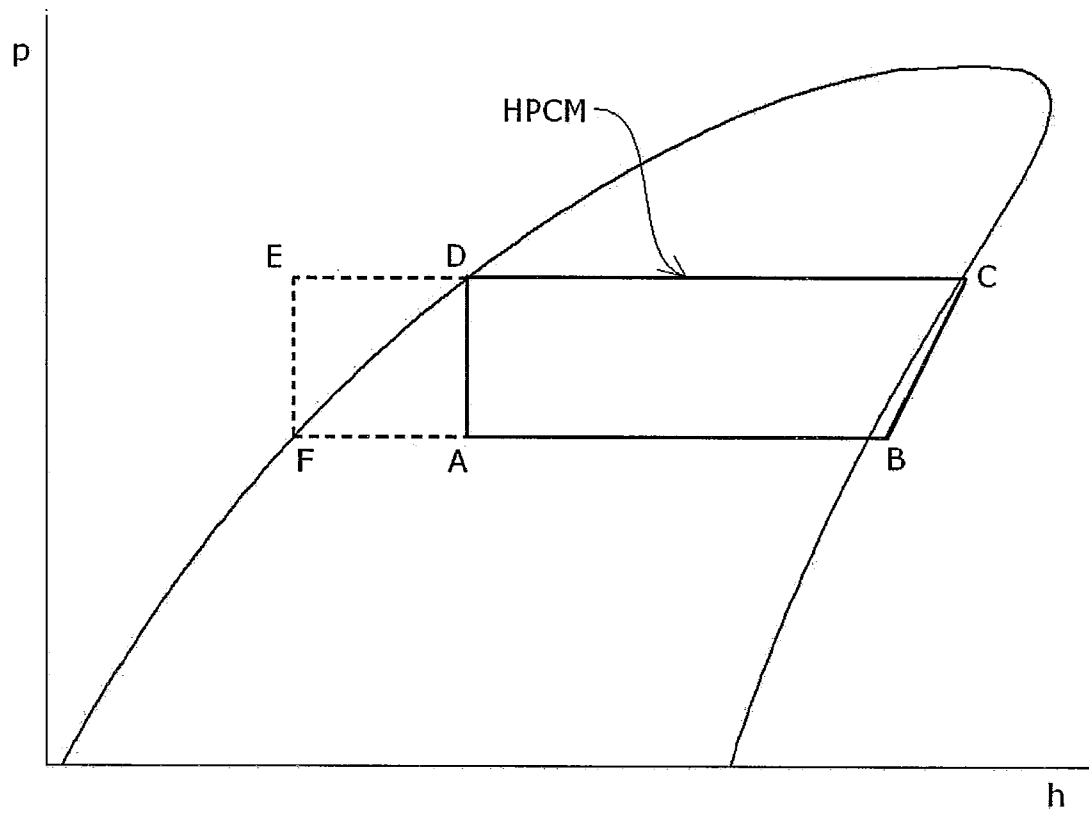


Fig. 1A

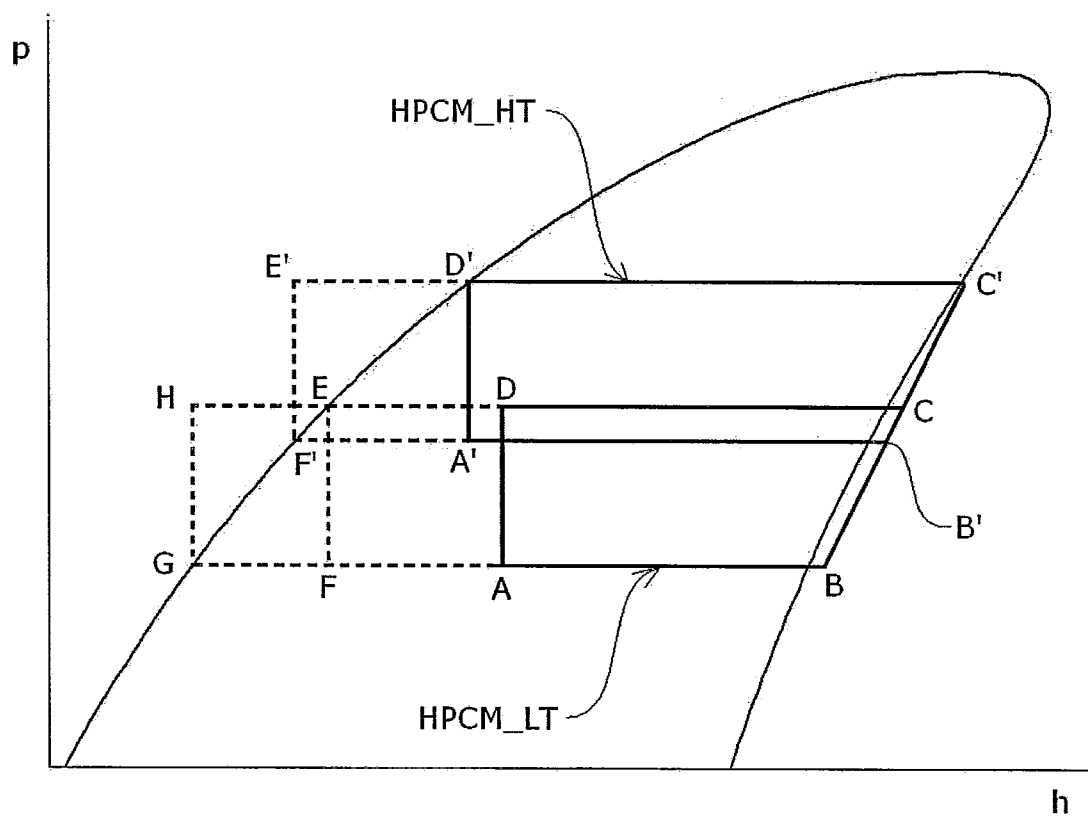


Fig. 2A

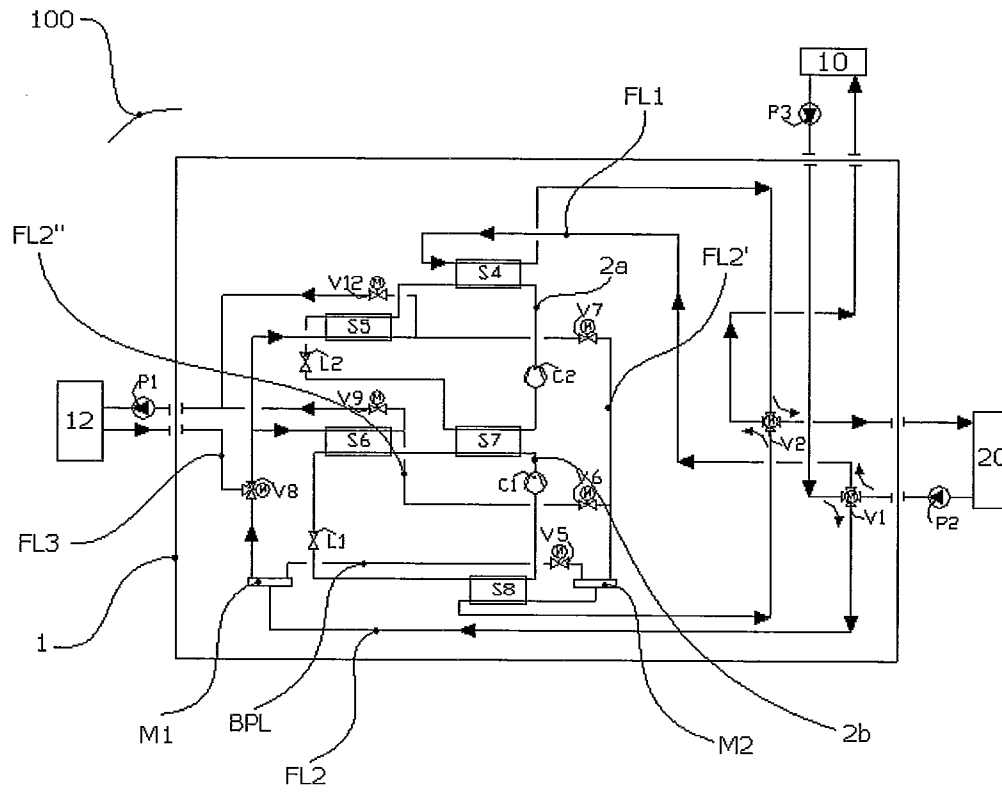


Fig. 3A

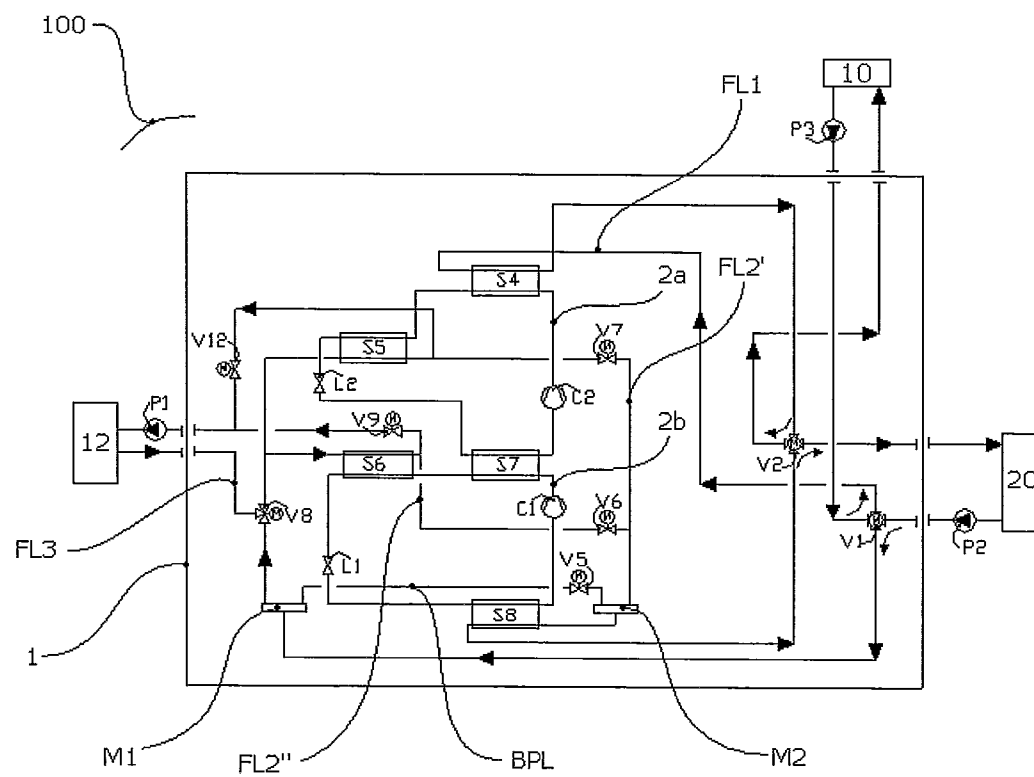


Fig. 3B

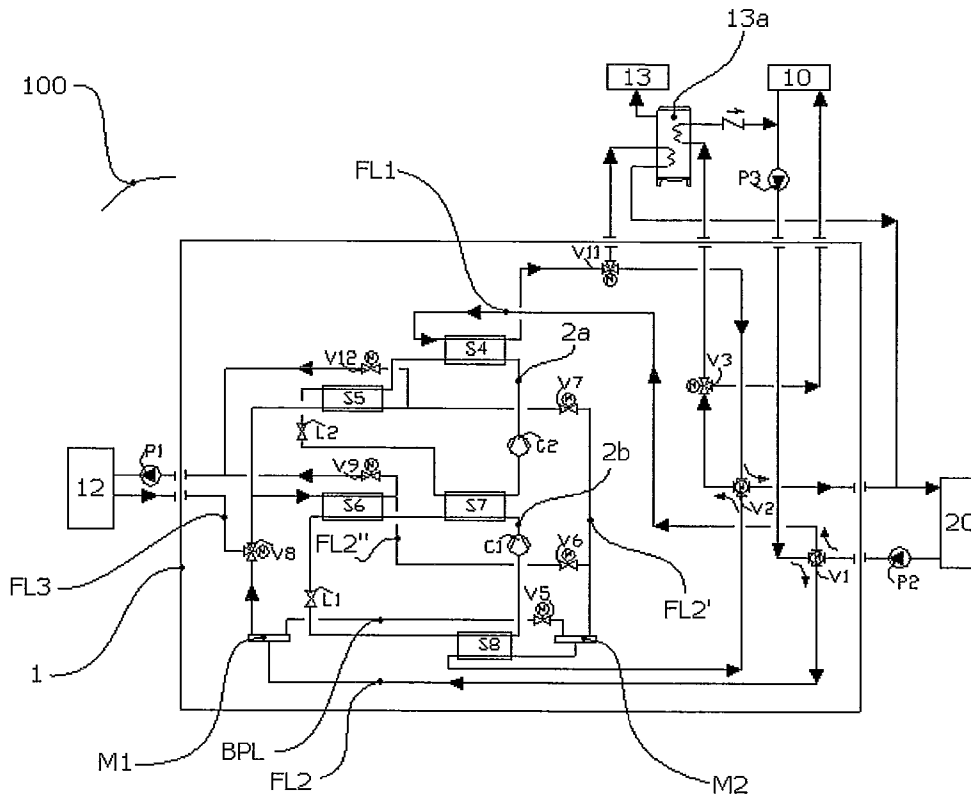


Fig. 4A

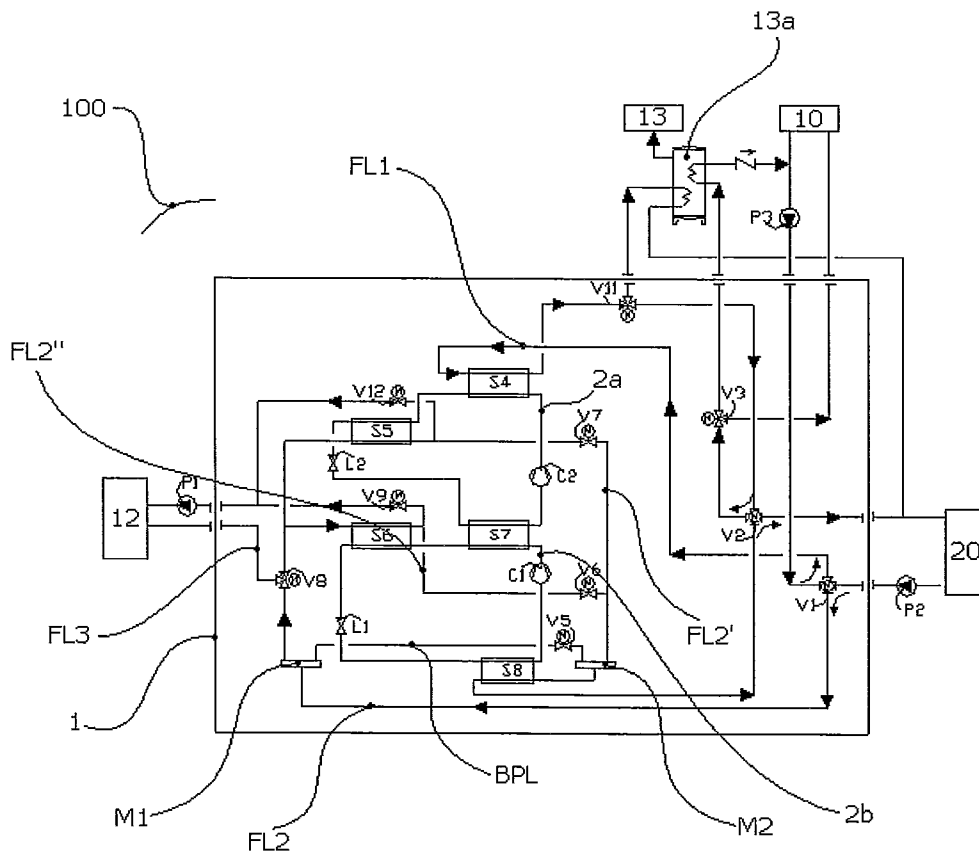
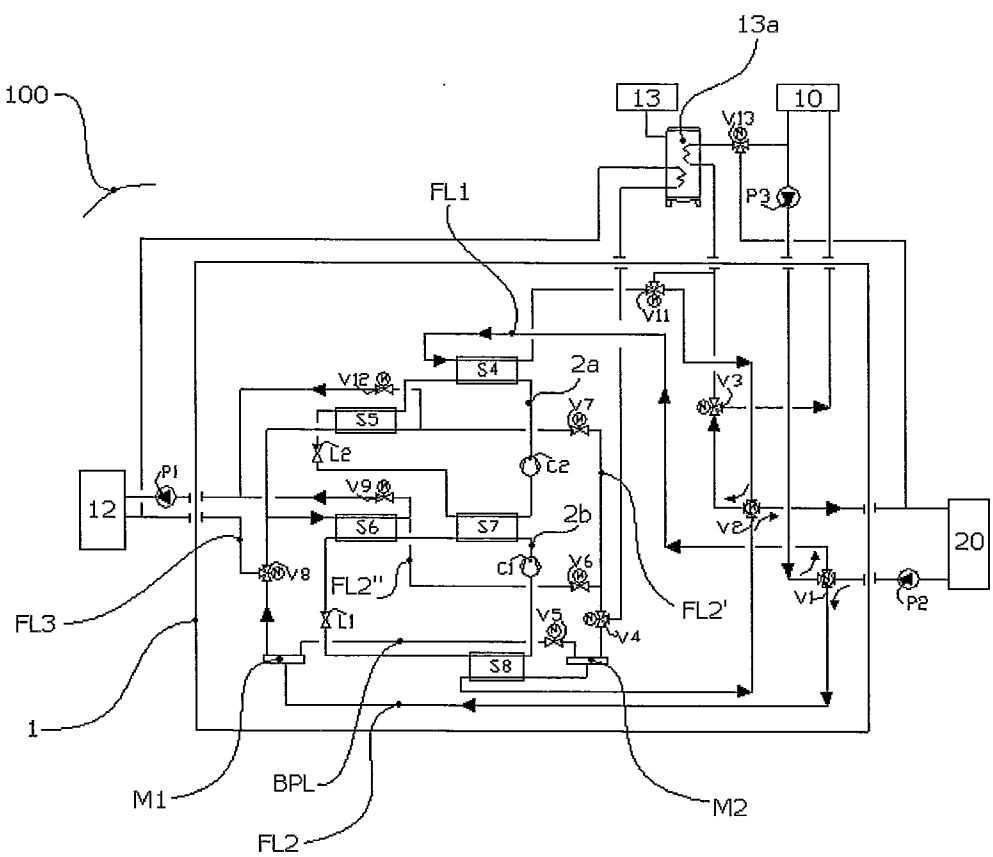


Fig. 4B



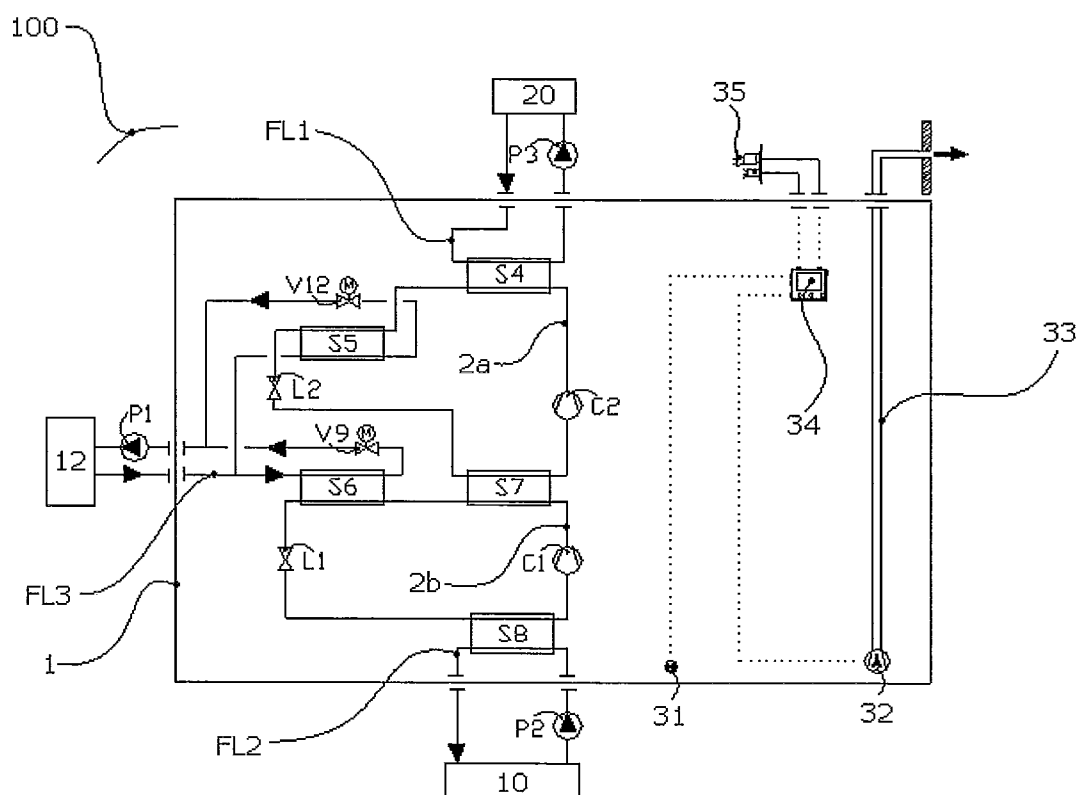


Fig. 6