

ITALIAN PATENT OFFICE

Document No.

102011902004201A1

Publication Date

20130612

Applicant

INNOVATION FACTORY SCARL

Title

UNITA' A POMPA DI CALORE AD ALTE PRESTAZIONI.

Domanda di brevetto per invenzione industriale dal titolo:

“UNITA’ A POMPA DI CALORE AD ALTE PRESTAZIONI”

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 riscaldamento/raffrescamento di ambienti e produzione di acqua calda sanitaria con alte prestazioni in termini di efficienza energetica e di flessibilità di impiego.

Stato della tecnica

Le pompe di calore rappresentano una soluzione tecnica sempre più diffusa per soddisfare le esigenze di riscaldamento/raffrescamento 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 riscaldare sia per raffrescare (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 termica/frigorifera (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 delle pompe di calore a compressione di gas destinate al riscaldamento, una modalità nota per migliorare il COP (Coefficient of Performance) 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 sopramenzionata in particolare in pompe di calore a compressione di gas cosiddette "ad alta temperatura". Tali pompe di calore permettono di raggiungere temperature di condensazione di 80-85°C – indispensabili per il funzionamento dei convenzionali impianti di riscaldamento ad alta temperatura, i quali necessitano tipicamente di una temperatura di mandata del fluido termovettore almeno di circa 80°C – anche quando si dispone di un pozzo termico la cui temperatura media non supera i 7-10°C, come capita normalmente ad esempio con l'acqua di falda. Per poter operare con differenze di temperatura così grandi si devono tipicamente impiegare pompe di calore a due stadi, le quali hanno però in genere COP relativamente bassi.

Nelle pompe di calore a due stadi descritte nei documenti sopramenzionati 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. Grazie a tale configurazione è possibile ottenere COP uguali o superiori a 3 anche in pompe di calore a due stadi.

Sommario dell'invenzione

Il problema tecnico alla base della presente invenzione consiste nel mettere a disposizione una pompa di calore avente prestazioni migliorate rispetto a quelle di pompe di calore di pari tipologia e potenza della tecnica nota. In particolare, si desidera un'unità a pompa di calore in grado di garantire un'elevata efficienza

energetica, con COP in caso di riscaldamento o EER (Energy Efficiency Ratio) in caso di raffrescamento 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 termica/frigorifera e/o di temperature di esercizio richieste.

Le Richiedenti hanno percepito la possibilità di risolvere tale problema tecnico sfruttando potenza termica derivante da un sottoraffreddamento successivo alla condensazione del fluido operativo in un ciclo a pompa di calore in maniera alternativa e più efficace rispetto alla soluzione presentata nella tecnica nota sopra descritta.

L'invenzione riguarda pertanto un'unità a pompa di calore comprendente almeno un circuito principale atto a realizzare un ciclo a pompa di calore principale con un rispettivo fluido operativo, detto almeno un circuito principale comprendendo:

- un condensatore principale atto a realizzare la condensazione del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale e destinato ad essere connesso con un circuito esterno di un primo impianto utilizzatore termico in una modalità operativa per riscaldamento di detta unità a pompa di calore;
- un primo scambiatore di calore connesso a valle di detto condensatore principale e a monte di mezzi di espansione di detto almeno un circuito principale, atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale dopo la condensazione del medesimo in detto condensatore principale, e
- un evaporatore principale atto a realizzare l'evaporazione del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale e destinato ad essere connesso con un circuito esterno di un pozzo termico in una modalità operativa per riscaldamento di detta unità a pompa di calore,

caratterizzata dal fatto che detto primo scambiatore di calore è selettivamente collegabile con il circuito esterno di detto primo impianto utilizzatore termico in modo tale da risultare in serie con detto condensatore principale in detto circuito esterno.

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.

L'unità a pompa di calore dell'invenzione permette vantaggiosamente di sfruttare potenza termica derivante da un sottoraffreddamento del fluido operativo dopo la sua condensazione per preriscaldare il fluido termovettore di un impianto utilizzatore termico, prima che esso giunga nel condensatore principale.

Le Richiedenti hanno riscontrato che anche tale impiego della potenza termica di sottoraffreddamento, sostanzialmente differente dall'impiego fattone nelle unità a pompa di calore della tecnica (preriscaldamento del fluido termovettore del pozzo termico), può avere un sensibile effetto positivo sul COP dell'unità a pompa di calore, soprattutto in specifiche condizioni operative.

Tale effetto positivo è legato alla frazione di potenza termica di sottoraffreddamento effettivamente utilizzabile rispetto a quella teoricamente disponibile, la quale è determinata dalla temperatura minima raggiungibile con il sottoraffreddamento, cioè la temperatura di evaporazione del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale.

Essendo la potenza termica di sottoraffreddamento utilizzabile tanto maggiore quanto più bassa è la temperatura di ritorno del fluido termovettore da riscaldare, l'unità a pompa di calore dell'invenzione risulta particolarmente vantaggiosa in tutte quelle condizioni operative in cui sia accettabile un abbassamento di tale temperatura da sola o complessivamente del livello di temperatura nell'impianto utilizzatore termico a parità di potenza termica ad esso trasferita. Tale situazione si presenta ad esempio in impianti di riscaldamento ad alta temperatura nel funzionamento durante le mezze stagioni.

L'unità a pompa di calore dell'invenzione trova dunque un impiego particolarmente

vantaggioso in combinazione con impianti di riscaldamento ad alta temperatura che prevedano la possibilità di variare la temperatura di ritorno del fluido termovettore al fine di ottimizzare il funzionamento dell'impianto di riscaldamento.

Un'altra situazione di impiego di interesse è in combinazione con impianti di riscaldamento ad alta temperatura che prevedano elevate differenze di temperatura tra mandata e ritorno del fluido termovettore.

Si è verificato che con una opportuna scelta del fluido operativo e dei parametri di funzionamento, nelle condizioni operative e/o nei casi di applicazione suddetti, è vantaggiosamente possibile ottenere un aumento del COP fino al 20% rispetto ai valori ottenibili in pompe di calore convenzionali di pari tipologia e potenza.

L'unità a pompa di calore dell'invenzione può pertanto garantire una elevata efficienza energetica in uno spettro di condizioni operative più ampio rispetto a pompe di calore convenzionali di pari tipologia e potenza.

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, come ad esempio il preriscaldamento del fluido termovettore del pozzo termico attuato nei dispositivi della tecnica nota.

In una forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione detto circuito principale comprende un primo sotto-circuito atto a realizzare un ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore con un rispettivo fluido operativo e un secondo sotto-circuito atto a realizzare un ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore con un rispettivo fluido operativo, in cui detti 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 principale a due stadi, e in cui detto condensatore principale e detto primo scambiatore di calore sono connessi in detto primo sotto-circuito e detto evaporatore principale è connesso in detto secondo sotto-circuito.

Tale configurazione del circuito principale permette di realizzare un ciclo a pompa di calore principale a due stadi, e di poter quindi operare con salti termici nettamente superiori a quelli ottenibili tramite un ciclo a pompa di calore a singolo

stadio. Grazie a ciò è vantaggiosamente possibile utilizzare l'unità a pompa di calore dell'invenzione con impianti utilizzatori termici funzionanti ad alta temperatura (ad esempio, impianti di riscaldamento a radiatori, che normalmente richiedono temperature di mandata attorno a 80°C) anche quando si dispone di un pozzo termico costituito da acqua o fluidi ambientali a bassa temperatura (ad esempio, acqua di falda o corrente in superficie o in profondità, acqua di mare o lago, di acquedotti, acque reflue, ecc., con temperature medie tipicamente non inferiori a circa 7°C).

In un'altra forma di realizzazione preferita, detto secondo sotto-circuito comprende un secondo scambiatore di calore connesso a valle di un condensatore e a monte di mezzi di espansione di detto secondo sotto-circuito, detto secondo scambiatore di calore essendo atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore dopo la condensazione del medesimo ed essendo 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 durante detto sottoraffreddamento dal fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore.

Il recupero di potenza termica derivante dal sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore per preriscaldare il fluido termovettore del pozzo termico quando l'unità a pompa di calore dell'invenzione è attiva in riscaldamento comporta un ulteriore miglioramento del COP.

Preferibilmente, detto secondo scambiatore di calore è inoltre selettivamente collegabile con il circuito esterno di un secondo impianto utilizzatore termico.

In questo modo la potenza termica derivante dal sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore può essere utilizzata per servire un'ulteriore utenza termica a media/bassa temperatura, ad esempio un impianto di riscaldamento con pannelli radianti a pavimento o soffitto, ventilconvettori, ecc. Le possibilità di impiego e l'efficienza energetica complessiva dell'unità a pompa di calore dell'invenzione risultano così vantaggiosamente aumentate.

Preferibilmente, inoltre, detto primo sotto-circuito comprende un terzo scambiatore di calore connesso a valle di detto primo scambiatore di calore e a monte di mezzi di espansione di detto primo sotto-circuito, detto terzo scambiatore di calore essendo atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore dopo la sua condensazione ed essendo selettivamente collegabile con il circuito esterno di detto pozzo termico in modo tale da realizzare preferibilmente indipendentemente rispetto a detto secondo scambiatore di calore, un preriscaldamento di un fluido termovettore proveniente da detto pozzo termico per mezzo di potenza termica rilasciata durante detto sottoraffreddamento dal fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore.

Preferibilmente, detto terzo scambiatore di calore è inoltre selettivamente collegabile con il circuito esterno di detto secondo impianto utilizzatore termico.

Queste forme di realizzazione replicano nel primo sotto-circuito per la realizzazione del ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore quanto sopra descritto con riferimento al secondo sotto-circuito per la realizzazione del ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore, permettendo vantaggiosamente di aumentare la potenza termica disponibile per preriscaldare il fluido termovettore del pozzo termico o servire un'utenza termica a media/bassa temperatura.

In una forma di realizzazione preferita, detto primo sotto-circuito comprende un quarto scambiatore di calore connesso a valle di detto condensatore principale e a monte di detto terzo scambiatore di calore, detto quarto scambiatore di calore essendo atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore dopo la condensazione del medesimo, e un circuito secondario atto a realizzare un ciclo a pompa di calore secondario con un rispettivo fluido operativo, detto circuito secondario comprendendo:

- un evaporatore secondario atto a realizzare almeno l'evaporazione del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore secondario ed in relazione di scambio termico con detto quarto scambiatore di calore per trasferire potenza termica rilasciata dal fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore

principale durante detto sottoraffreddamento al fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore secondario;

- un condensatore secondario atto a realizzare la condensazione del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore secondario destinato ad essere connesso con il circuito esterno di detto primo impianto utilizzatore termico o con un circuito esterno di un terzo impianto utilizzatore termico, distinto da detti primo e secondo impianto utilizzatore termico.

Grazie alla predisposizione di un quarto scambiatore di calore ed alla realizzazione di un ciclo a pompa di calore secondario con le caratteristiche citate, è vantaggiosamente possibile portare almeno una frazione della potenza termica rilasciata durante il sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale (ovvero del ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore nel caso di ciclo a pompa di calore principale a due stadi) ad una temperatura più elevata, in particolare sostanzialmente uguale alla temperatura a cui viene rilasciata la potenza termica di condensazione nel condensatore principale. La potenza utile che l'unità a pompa di calore può fornire risulta pertanto aumentata, in quanto una frazione della potenza termica di sottoraffreddamento può essere utilizzata, in aggiunta alla potenza termica di condensazione rilasciata nel condensatore principale, per servire il primo impianto utilizzatore termico, o un'altro impianto utilizzatore termico operante con temperature analoghe, anche in condizioni operative in cui tali impianti richiedano i livelli di temperatura massimi previsti per il loro funzionamento.

Si è trovato che, differentemente da quanto avviene ad esempio nel caso dell'accoppiamento in cascata di due cicli a pompa di calore secondo la tecnica nota, in questo caso l'aumento di potenza termica utile suddetto porta ad un miglioramento del COP complessivo. Ciò è fondamentalmente legato al fatto che tale aumento di potenza termica utile può essere raggiunto con un minimo dispendio aggiuntivo di energia, in particolare energia elettrica per la compressione del fluido operativo nel ciclo a pompa di calore secondario.

Si deve infatti notare che il sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale avviene, per sua natura, con una variazione di temperatura. La potenza termica rilasciata durante il sottoraffreddamento del fluido

operativo del ciclo a pompa di calore principale rende pertanto possibile ottenere non solo l'evaporazione, ma anche un forte surriscaldamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore secondario.

Il surriscaldamento, che è tanto più marcato quanto più ampia è l'escursione termica del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale durante il sottoraffreddamento, ha due effetti importanti che contribuiscono ad una riduzione sensibile della potenza elettrica di compressione nel ciclo a pompa di calore secondario.

In primo luogo, si ha un aumento del salto entalpico subito dal fluido operativo del ciclo a pompa di calore secondario nello scambio termico con il fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale nella fase di sottoraffreddamento. Fissata la potenza termica da trasferire tra i due fluidi, tale aumento di salto entalpico consente una corrispondentemente riduzione di portata massica del fluido operativo secondario, per cui viene richiesto un minore lavoro di compressione.

In secondo luogo, il surriscaldamento allontana il fluido operativo del ciclo a pompa di calore secondario dalle condizioni di vapore saturo e permette quindi l'impiego di compressori con rendimenti isentropici più elevati, senza che vi sia il rischio di intersecare la curva limite superiore durante le compressioni.

Entrambi gli aspetti menzionati contribuiscono ad una riduzione della potenza elettrica spesa per la compressione del fluido operativo del ciclo a pompa di calore secondario e, dunque, per quanto spiegato più sopra, all'aumento del COP complessivo dell'unità a pompa di calore dell'invenzione.

In una forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione sia detto condensatore principale sia detto condensatore secondario sono destinati ad essere connessi con il circuito esterno di detto primo impianto utilizzatore termico e sono connessi tra loro in modo tale da risultare in serie in detto circuito esterno di detto primo impianto utilizzatore termico.

Questa forma di realizzazione permette vantaggiosamente di utilizzare sia la potenza termica di condensazione sia almeno una frazione della potenza termica di sottoraffreddamento del fluido operativo principale per il medesimo impianto utilizzatore termico.

Vantaggiosamente, inoltre, con questa forma di realizzazione è possibile ottenere

un ulteriore miglioramento del COP complessivo, essendo possibile realizzare il riscaldamento del fluido termovettore dell'impianto utilizzatore in due fasi che hanno luogo in successione nel condensatore secondario e nel condensatore principale. Poiché in questo caso il condensatore secondario deve contribuire solamente ad una parte del riscaldamento, a parità di potenza termica da trasferire all'impianto utilizzatore termico, è possibile abbassare la temperatura di condensazione nel ciclo a pompa di calore secondario, ottenendo una contestuale diminuzione del lavoro di compressione richiesto in tale ciclo e, in definitiva, un aumento del COP complessivo dell'unità a pompa di calore.

Una situazione di interesse per l'impiego di questa forma di realizzazione è pertanto in combinazione con impianti di riscaldamento ad alta temperatura che prevedano elevate differenze di temperatura tra mandata e ritorno del rispettivo fluido termovettore.

Preferibilmente, inoltre, l'unità a pompa di calore secondo l'invenzione comprende mezzi di commutazione atti a consentire uno scambio delle connessioni dei circuiti esterni di almeno detto primo impianto utilizzatore termico e di detto pozzo termico rispettivamente con almeno detto condensatore principale e con detto evaporatore principale.

Ciò permette di ottenere un'unità a pompa di calore reversibile, in grado di funzionare sia per riscaldamento sia per raffrescamento. 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 (circuito principale con uno o due stadi, numero di scambiatori di calore connessi ad una medesima linea di mandata del o degli impianti utilizzatori termici, ecc.).

Preferibilmente, il fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale, ovvero i fluidi operativi rispettivamente di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore e detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore, e il fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore secondario 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 sul COP complessivo ottenibili tramite le forme di realizzazione più sopra descritte.

L'invenzione riguarda anche un sistema per il riscaldamento/raffrescamento di ambienti e/o per la produzione di acqua calda sanitaria comprendente un'unità a pompa di calore avente le caratteristiche precedentemente descritte.

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. 2 mostra un diagramma circuitale di una seconda forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;
- la Fig. 3 mostra un diagramma circuitale di una terza forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;
- la Fig. 4 mostra un diagramma circuitale di una quarta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;
- la Fig. 5 mostra un diagramma circuitale di una quinta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;
- le Figg. 6A e 6B mostrano diagrammi circuitali di due configurazioni operative di una sesta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;
- le Figg. 7A e 7B mostrano diagrammi circuitali di due configurazioni operative di una settima forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;
- le Figg. 8A e 8B mostrano diagrammi circuitali di due configurazioni operative

- di una ottava forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione;
- le Figg. 9A e 9B mostrano diagrammi circuitali di due configurazioni operative di una nona forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore dell'invenzione, e
 - la Fig. 10 mostra un diagramma circuitale di una decima 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 riscaldamento/raffrescamento di ambienti e/o per la produzione di acqua calda sanitaria, comprendente almeno un circuito esterno di un impianto utilizzatore termico 10 ed un circuito esterno di un pozzo termico 20, i quali sono solo schematicamente rappresentati.

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 frigorifera o termica 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 per riscaldamento, comprendente un circuito principale 2 per la realizzazione di un ciclo a pompa di calore principale HPCM con un rispettivo fluido operativo.

Il circuito principale 2 comprende: un condensatore principale S4 atto a realizzare la condensazione del fluido operativo ad una pressione superiore del ciclo a pompa di calore principale HPCM e destinato ad essere connesso con il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 10 in una modalità operativa per riscaldamento dell'unità a pompa di calore 1; un evaporatore principale S8 atto a realizzare l'evaporazione del fluido operativo ad una pressione inferiore del ciclo a pompa di calore principale HPCM e destinato ad essere connesso con il circuito esterno del pozzo termico 20 in una modalità operativa per riscaldamento

dell'unità a pompa di calore 1; un compressore C2 atto a portare il fluido operativo evaporato dalla pressione inferiore alla pressione superiore del ciclo a pompa di calore principale HPCM, e mezzi di espansione L2 – 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 principale HPCM.

Il circuito principale 2 comprende inoltre uno scambiatore di calore S3 connesso a valle del condensatore principale S4 e a monte dei mezzi di espansione L2, atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo dopo la condensazione del medesimo nel condensatore principale S4.

Nell'ambito della presente descrizione e delle successive rivendicazioni, le espressioni “a monte” e “a valle” 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 del pozzo termico.

Lo scambiatore di calore S3 è inoltre selettivamente collegabile in una linea FL1 predisposta nell'unità a pompa di calore 1 per la connessione del condensatore principale S4 con il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 10 in modo tale da risultare in serie con il condensatore principale S4 in detto circuito esterno. Ciò è ottenuto preferibilmente per mezzo di una valvola a tre vie V10, preferibilmente una elettrovalvola modulante, predisposta nella linea FL1 in modo tale da consentire selettivamente il by-pass parziale o totale dello scambiatore di calore S3.

Lo scambiatore di calore S3 permette di sfruttare potenza termica derivante da un sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale HPCM per preriscaldare il fluido termovettore del primo impianto utilizzatore termico 10, prima che esso giunga nel condensatore principale S4. Come spiegato più sopra, ciò si traduce in un sensibile miglioramento del COP complessivo dell'unità a pompa di calore 1 in particolare in condizioni operative in cui sia accettabile un abbassamento del livello di temperatura nell'impianto utilizzatore termico 10 a parità di potenza termica ad esso trasferita, come può accadere ad

esempio in un impianto di riscaldamento ad alta temperatura durante le mezze stagioni.

A seconda della temperatura minima del pozzo termico 20 a disposizione, la forma di realizzazione dell'unità a pompa di calore 1 mostrata in Fig. 1 può essere utilizzata con impianti utilizzatori termici a bassa/media oppure ad alta temperatura.

Se si dispone di un pozzo termico 20 con temperatura media non inferiore a circa 7°C, come capita ad esempio nel caso di acqua di falda o corrente in superficie o in profondità, acqua di mare o lago, di acquedotti, acque reflue, ecc., è possibile servire impianti utilizzatori termici che necessitano di temperature fino a 60-65°C, ad esempio impianti di riscaldamento operanti a bassa/media temperatura, come impianti con pannelli radianti a pavimento o a soffitto, ventilconvettori, ecc., o impianti per la produzione di acqua calda sanitaria.

Se invece si dispone di un pozzo termico 20 con temperatura media più elevata (almeno 30-35°C), ad esempio calore di scarto/raffreddamento da processi industriali, acque termali, ecc., è possibile servire impianti utilizzatori termici che necessitano di temperature anche superiori a 60-65°C, ad esempio impianti di riscaldamento operanti ad alta temperatura, come impianti con radiatori, aerotermi, ecc. che richiedono tipicamente temperature di mandata di 80°C o superiori, oppure impianti per la produzione di acqua calda sanitaria in tutte quelle situazioni in cui è necessario che l'acqua calda venga prodotta a temperature sensibilmente superiori a 60° per prevenire il possibile manifestarsi della legionella (ospedali, piscine e centri sportivi, caserme, ecc.).

I vantaggi derivanti dall'invenzione sono più marcati nel caso di impiego dell'unità a pompa di calore 1 per servire impianti utilizzatori termici operanti ad alta temperatura, poiché in tali impianti si possono presentare più frequentemente condizioni operative che permettono un abbassamento del livello di temperatura a cui essi operano a pieno carico, e che quindi, per quanto già spiegato, permettono di trarre il massimo vantaggio dal preriscaldamento effettuabile tramite lo scambiatore di calore S3.

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 principale 2. In

questo caso, il circuito principale 2 comprende un primo sotto-circuito 2a atto a realizzare un ciclo a pompa di calore principale 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 principale 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 principale HPCM a due stadi.

In questo caso, il primo sotto-circuito 2a comprende il condensatore principale S4, lo scambiatore di calore S3, i mezzi di espansione L2 e il compressore C2 sopra descritti con riferimento alla forma di realizzazione di Fig. 1, ed un evaporatore. Il secondo sotto-circuito 2b comprende l'evaporatore principale S8, anch'esso già sopra descritto con riferimento alla forma di realizzazione di Fig. 1, un compressore C1, un condensatore in relazione di scambio termico con l'evaporatore del primo sotto-circuito 2b, e mezzi di espansione L1.

Nelle forme di realizzazione preferite qui mostrate il condensatore del secondo sotto-circuito 2b e l'evaporatore del primo sotto-circuito 2a sono 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.

La forma di realizzazione dell'unità a pompa di calore 1 con ciclo a pompa di calore principale HPCM a due stadi trova un impiego vantaggioso in tutte quelle situazioni in cui è necessario servire impianti utilizzatori termici operanti ad alta temperatura avendo però a disposizione un pozzo termico a bassa temperatura.

La Fig. 3 mostra una terza forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1, che si differenzia da quella di Fig. 2 essenzialmente per la presenza, nel secondo sotto-circuito 2b per la realizzazione del ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore HPCM_LT, di un ulteriore scambiatore di calore S6 connesso a valle del dispositivo di scambio termico S7 e a monte dei mezzi di espansione L1.

Lo scambiatore di calore S6 è atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido

operativo del ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore HPCM_LT dopo la sua condensazione nel dispositivo di scambio termico S7, ed è selettivamente collegabile con il circuito esterno del pozzo termico 20 in modo tale da realizzare un preriscaldamento del fluido termovettore proveniente da quest'ultimo per mezzo della potenza termica rilasciata durante detto sottoraffreddamento.

In particolare, un primo lato dello scambiatore di calore S6 è connesso nel secondo sotto-circuito 2b come sopra descritto, ed un secondo lato dello scambiatore di calore S6 è connesso a monte dell'evaporatore principale S8 in una linea FL2 predisposta nell'unità a pompa di calore 1 per la connessione con il circuito esterno del pozzo termico 20. In tale linea FL2 è anche presente una valvola V6, preferibilmente una elettrovalvola modulante, per regolare la portata di fluido termovettore del pozzo termico 20 che attraversa lo scambiatore di calore S6, e dunque l'entità del sottoraffreddamento del fluido operativo nel ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore HPCM_LT. La linea FL2 comprende preferibilmente anche un primo collettore M1 connesso a monte dello scambiatore di calore S6 ed un secondo collettore M2 connesso a monte dell'evaporatore principale S8 e a valle della valvola V6. Preferibilmente, i collettori M1 ed M2 sono anche collegati da una linea di by-pass BPL per by-passare lo scambiatore di calore S6, dotata di una valvola V5, anch'essa preferibilmente una elettrovalvola modulante.

Questa ulteriore forma di realizzazione della pompa di calore 1 permette dunque di sfruttare la potenza termica ottenuta con il sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore HPCM_LT per preriscaldare il fluido termovettore del pozzo termico 20.

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

Preferibilmente, in questa forma di realizzazione ed in quelle che verranno di seguito descritte 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 principale a temperatura superiore HPCM-HT e ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore HPCM-HT 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.

La Fig. 4 mostra una quarta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1, che si differenzia da quella da quella di Fig. 3 per la presenza, nel primo sotto-circuito 2a per la realizzazione del ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore HPCM-HT, di un ulteriore scambiatore di calore S5 connesso a valle dello scambiatore di calore S3 e a monte dei mezzi di espansione L2.

Similmente allo scambiatore di calore S6, lo scambiatore di calore S5 è atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore HPCM-HT dopo la sua condensazione nel condensatore principale S4, ed eventualmente dopo un primo sottoraffreddamento nello scambiatore di calore S3, ed è selettivamente collegabile con il circuito esterno del pozzo termico 20 in modo tale da realizzare un preriscaldamento del fluido termovettore proveniente da quest'ultimo per mezzo della potenza termica rilasciata durante detto sottoraffreddamento.

Preferibilmente, lo scambiatore di calore S5 e lo scambiatore di calore S6 sono predisposti in modo tale da 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 tale fluido termovettore.

In particolare, come mostrato in Fig. 4, 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. In tale primo ramo FL2' è anche presente una valvola V7, preferibilmente una elettrovalvola modulante, per regolare la portata di fluido termovettore del pozzo termico 20 che attraversa lo scambiatore di calore S5. Lo scambiatore calore S6 e la valvola V6 sono invece connessi in un secondo ramo FL2'', in parallelo con il primo ramo FL2', della linea FL2.

Analogamente a quanto menzionato con riferimento alla valvola V6, anche la modulazione o chiusura della valvola V7 può essere compensata tramite un corrispondente intervento sulla valvola V5 nella linea di by-pass BPL, al fine di mantenere una portata di fluido termovettore del pozzo termico 20 costante nell'evaporatore principale S8.

Questa forma di realizzazione della pompa di calore 1 permette di realizzare anche nel ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore HPCM-HT un sottoraffreddamento del fluido operativo dopo la sua condensazione e di utilizzare la potenza termica così rilasciata per preriscaldare il fluido termovettore del pozzo termico 20.

La Fig. 5 mostra una quinta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1, che si differenzia da quella di Fig. 4 per il fatto che gli scambiatori di calore S5 ed S6 sono inoltre selettivamente collegabili con un circuito esterno di un ulteriore impianto utilizzatore termico 12, in particolare un impianto utilizzatore termico operante a media/bassa temperatura, ad esempio un impianto di riscaldamento con pannelli radianti a pavimento o soffitto, un impianto per la produzione di acqua calda sanitaria, ecc.

Ciò viene preferibilmente realizzato con l'impiego di una valvola a tre vie V8, preferibilmente una elettrovalvola, e di due valvole V9 e V12, preferibilmente elettrovalvole modulanti, predisposte in modo tale da permettere il collegamento del secondo lato degli scambiatori di calore S5 ed S6 alternativamente con il circuito esterno del pozzo termico 20 o con il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 12.

In particolare, quando la potenza termica rilasciata in corrispondenza degli scambiatori di calore S5 ed S6 deve essere utilizzata per servire l'impianto utilizzatore termico 12 la valvola a tre vie V8 è in deviazione verso il circuito esterno di tale impianto, 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 all'impianto utilizzatore termico 12.

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, come nelle forme di realizzazione precedentemente descritte con riferimento alle Figg. 3 e 4, la valvola a tre vie V8 è in deviazione verso il circuito esterno del pozzo termico 20, le valvole V9 e V12 sono completamente chiuse e le valvole V6 e V7 sono completamente o parzialmente aperte.

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. 6A e 6B mostrano una sesta forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1 atta al funzionamento sia per riscaldamento sia per raffrescamento, 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 dell'impianto utilizzatore termico 10 e del pozzo termico 20 rispettivamente con il condensatore principale S4 e con l'evaporatore principale S8. 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 il condensatore principale S4 e l'evaporatore principale S8.

In particolare, nella configurazione operativa mostrata in Fig. 6A, corrispondente ad un funzionamento per riscaldamento (invernale o per le mezze stagioni), il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 10 viene connesso al condensatore principale S4 (e allo scambiatore di calore S3), mentre il circuito esterno del pozzo termico 20 viene connesso all'evaporatore principale S8, in modo del tutto analogo alle forme di realizzazione precedentemente descritte.

Nella configurazione mostrata in Fig. 6B, corrispondente ad un funzionamento per raffrescamento (estivo), il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 10 viene connesso all'evaporatore principale S8 così da fornire a tale impianto la potenza frigorifera richiesta, mentre il circuito esterno del pozzo termico 20 viene connesso al condensatore principale S8.

Si fa notare che nel funzionamento in raffrescamento l'impiego degli scambiatori di calore S5 e S6 per il sottoraffreddamento del fluido operativo rispettivamente nel

ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore HPCM_HT e nel ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore HPCM_LT consente di aumentare in modo sostanziale la potenza frigorifera utile, senza un corrispondente incremento di potenza elettrica spesa, a tutto vantaggio dell'efficienza energetica complessiva. Simulazioni numeriche condotte hanno mostrato che questa forma di realizzazione dell'unità a pompa di calore 1 quando funzionante per raffrescamento permette di raggiungere valori di EER pari a 3.5 – 4.0, contro un valore di circa 2.2 in assenza di sottoraffreddamenti.

La potenza termica di sottoraffreddamento rilasciata in questa configurazione operativa in corrispondenza degli scambiatori di calore S5 e S6 può venire vantaggiosamente utilizzata ad esempio per la produzione di acqua calda sanitaria in un apposito impianto (in Fig. 6B schematizzato dall'impianto utilizzatore termico 12). Qualora non sia possibile sfruttare la potenza termica di sottoraffreddamento, questa dovrà essere opportunamente smaltita nell'ambiente esterno.

Inoltre, nel funzionamento in raffrescamento l'impiego dello scambiatore di calore S3 non è generalmente necessario e la valvola a tre vie V10 è quindi deviata in modo tale da escludere tale scambiatore di calore dalla linea FL1.

Le Figg. 7A e 7B mostrano una settima forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1 che si differenzia da quella delle Figg. 6A e 6B per il fatto di poter servire in modo dedicato, sia in una configurazione operativa per riscaldamento (Fig. 7A), sia in una configurazione operativa per raffrescamento (Fig. 7B), anche un impianto utilizzatore termico 13 per la 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 (superiore a 60°C, per prevenire il possibile manifestarsi della legionella).

La forma di realizzazione mostrata nelle Figg. 7A e 7B 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. 6A e 6B, sono in questo caso ulteriormente previste connessioni per un circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 13 e due valvole a tre vie V3 e V11, preferibilmente elettrovalvole.

La valvola a tre vie V3 è predisposta in modo tale da consentire, nella configurazione operativa per riscaldamento (Fig. 7A), 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 principale S4 alternativamente per riscaldamento o produzione di acqua calda sanitaria ad alta temperatura.

La valvola a tre vie V11 è predisposta in modo tale da consentire, nella configurazione operativa per raffrescamento (Fig. 7B), 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 principale S4 per produrre acqua calda sanitaria ad alta temperatura, invece che disperdere tale potenza in corrispondenza del pozzo termico 20.

Le Figg. 8A e 8B mostrano una ottava forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1, la quale, rispetto alla forma di realizzazione delle Figg. 7A e 7B 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. 8A e 8B si differenzia da quella delle Figg. 7A e 7B 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' e 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 riscaldamento (Fig. 8A) sia nella configurazione operativa per raffrescamento (Fig. 8B), 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. 8B) è 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 preferibilmente comprendono 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 mostrata in Fig. 8B 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.

Le Figg. 9A e 9B mostrano una nona forma di realizzazione preferita dell'unità a pompa di calore 1, che si differenzia da quella delle Figg. 8A e 8B principalmente per il fatto di comprendere un ulteriore scambiatore di calore connesso nel sotto-circuito 2a ed atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore HPCM_HT, nonché un circuito secondario 3 atto a realizzare un ciclo a pompa di calore secondario HPCS con un rispettivo fluido operativo ed in relazione di scambio termico con il sotto-circuito 2a in corrispondenza di detto ulteriore scambiatore di calore.

L'ulteriore scambiatore di calore è connesso nel sotto-circuito 2a a valle del condensatore principale S4 e, preferibilmente, dello scambiatore di calore S3, e a monte dello scambiatore di calore S5.

Il circuito secondario 3 per la realizzazione di un ciclo a pompa di calore

secondario HPCS comprende: un condensatore secondario S1 atto a realizzare la condensazione del fluido operativo ad una pressione superiore del ciclo a pompa di calore secondario HPCS e destinato ad essere connesso con il circuito esterno dell'impianto utilizzatore termico 10 oppure con il circuito esterno di un ulteriore impianto utilizzatore termico, distinto da quest'ultimo e dagli impianti utilizzatori termici 12 e 13 sopra menzionati; un evaporatore secondario atto a realizzare almeno l'evaporazione del fluido operativo ad una pressione inferiore del ciclo a pompa di calore secondario HPCS ed in relazione di scambio termico con detto ulteriore scambiatore di calore del sotto-circuito 2a per trasferire potenza termica rilasciata dal fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale HPCM durante detto sottoraffreddamento al fluido operativo del ciclo a pompa di calore secondario HPCS; un compressore C3 atto a portare il fluido operativo evaporato dalla pressione inferiore alla pressione superiore del ciclo a pompa di calore secondario HPCS, e mezzi di espansione L3 – ad esempio, una valvola di laminazione o un altro dispositivo noto funzionalmente equivalente – atti a consentire l'espansione del fluido operativo dalla pressione superiore alla pressione inferiore del ciclo a pompa di calore secondario HPCS.

Nella forma di realizzazione delle Figg. 9a e 9b l'ulteriore scambiatore di calore del sotto-circuito 2a e l'evaporatore secondario del circuito secondario 3 sono integrati in un singolo dispositivo di scambio termico S2, 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.

Il compressore C3 è preferibilmente un compressore a portata variabile, ad esempio un compressore a gradini di parzializzazione o con inverter. Ciò permette di controllare l'entità del sottoraffreddamento del fluido operativo nel ciclo a pompa di calore principale HPCM in corrispondenza del dispositivo di scambio termico S2 e, di conseguenza, la potenza termica che può essere resa disponibile in corrispondenza del condensatore secondario S1, senza sollecitare il compressore con una ripetizione eccessiva di cicli on-off.

Tramite il circuito secondario 3 ed il relativo ciclo a pompa di calore secondario

HPCS sopra descritto è possibile innalzare la temperatura di almeno una frazione della potenza termica rilasciata all'atto del sottoraffreddamento del fluido operativo nel ciclo a pompa di calore principale HPCM, portandola a valori uguali o prossimi a quelli della potenza termica rilasciata in corrispondenza del condensatore principale S4. In questo modo, la suddetta frazione di potenza termica di sottoraffreddamento diviene utilizzabile dall'impianto utilizzatore termico 10 ovvero da un altro e distinto impianto utilizzatore termico operante a media o alta temperatura anche in condizioni operative in cui tali impianti utilizzatori termici devono operare alle temperature massime previste. Grazie al fatto che tale risultato è ottenibile minimizzando la spesa energetica addizionale legata al compressore C3, come già spiegato più sopra, l'aumento di potenza termica utile complessiva si traduce in un aumento del COP complessivo dell'unità a pompa di calore 1.

Quando sia il condensatore principale S4 sia il condensatore secondario S1 sono destinati a servire il medesimo impianto utilizzatore termico, come nella forma di realizzazione delle Figg. 9A e 9B, essi sono connessi tra loro in serie, con il condensatore secondario S1 a monte, nella linea FL1 per la connessione con il circuito esterno di tale impianto utilizzatore termico. In questo modo è possibile sfruttare il condensatore secondario S1 per effettuare un preriscaldamento del fluido termovettore dell'impianto utilizzatore termico, e il condensatore principale S4 per completare il riscaldamento fino al raggiungimento della temperatura di mandata richiesta.

Come già spiegato più sopra, poiché in questo caso il condensatore secondario S1 deve contribuire solamente ad una parte del riscaldamento, a parità di potenza termica da trasferire all'impianto utilizzatore termico, è possibile abbassare la temperatura di condensazione nel ciclo a pompa di calore secondario HPCS, ottenendo una contestuale diminuzione del lavoro di compressione richiesto in tale ciclo e dunque un ulteriore miglioramento del COP complessivo dell'unità a pompa di calore 1.

Facendo quindi riferimento alla configurazione operativa per riscaldamento (Fig. 9A) della nona forma di realizzazione sopra descritta, in condizioni operative in cui il livello di temperatura nell'impianto utilizzatore termico 10 deve essere massimo

(ad esempio, in pieno inverno), la valvola a tre vie V10 viene preferibilmente deviata in modo da connettere nella linea FL1 il condensatore secondario S1 e da escludere lo scambiatore di calore S3. Vantaggiosamente, la potenza termica disponibile dal sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore HPCM_HT può così venire trasferita all'impianto utilizzatore termico 10 ad una temperatura superiore, grazie al ciclo a pompa di calore secondario HPCS realizzato nel circuito secondario 3 (compressore C3 attivo).

In condizioni operative in cui il livello di temperatura nell'impianto utilizzatore termico 10 può essere ridotto, la valvola a tre vie V10 viene invece preferibilmente deviata in modo da connettere nella linea FL1 lo scambiatore di calore S3 e da escludere il condensatore secondario S1, e il circuito secondario 3 viene disattivato (compressore C3 spento). Vantaggiosamente, in questo caso la potenza termica disponibile dal sottoraffreddamento del fluido operativo del ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore HPCM_HT viene trasferita all'impianto utilizzatore termico 10 in modo diretto, senza innalzamento termico, tramite lo scambiatore di calore S3. La regolazione della temperatura di mandata per l'impianto utilizzatore termico 10 avviene tramite modulazione della valvola a 3 vie V10. Un ulteriore beneficio si può ottenere parzializzando o riducendo il numero di giri dei compressori C1 e C2, al fine di ridurre la potenza termica erogata.

Nella configurazione operativa per riscaldamento della nona forma di realizzazione, mostrata in Fig. 9A, il livello di utilizzazione dello scambiatore di calore S5, ovvero la frazione di potenza termica di sottoraffreddamento sfruttata in esso rispetto a quella totale disponibile, dipende dal corrispondente livello di utilizzazione del dispositivo di scambio termico S2 e dello scambiatore di calore S3.

In particolare, il livello di utilizzazione dello scambiatore di calore S5 è massimo quando la valvola a tre vie V10 è deviata in modo tale da escludere lo scambiatore di calore S3 e il circuito secondario 3 non è attivo (compressore C3 spento). Il livello di utilizzazione è invece nullo quando tutta la potenza termica di sottoraffreddamento viene sfruttata nel dispositivo di scambio termico S2 (ad

esempio, in condizioni operative in pieno inverno) oppure nello scambiatore di calore S3 (ad esempio, in condizioni operative in mezze stagioni). In questo caso, lo scambiatore di calore S5 viene escluso dalla linea FL1 tramite chiusura della valvola V7. In situazioni intermedie il livello di utilizzazione dello scambiatore di calore S5 è parziale e la valvola V7 deve modulare di conseguenza.

Nel configurazione operativa per raffrescamento della nona forma di realizzazione, mostrata in Fig. 9B, il circuito secondario 3 per la realizzazione del ciclo a pompa di calore secondario HPSCS tipicamente non è attivo (compressore C3 spento). In alternativa, ad esempio in situazioni di impiego in cui anche in stagioni calde è richiesta la produzione di grandi quantità di acqua calda sanitaria, si può prevedere di trasferire anche la potenza rilasciata in corrispondenza del condensatore secondario S1 ad un impianto per produzione di acqua calda sanitaria.

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 vari 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 stratosferico, 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. 10 mostra una 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 gas comprende almeno un rilevatore 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 rilevatore 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 rilevatore 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 principale (2) atto a realizzare un ciclo a pompa di calore principale (HPCM) con un rispettivo fluido operativo, detto almeno un circuito principale (2) comprendendo:

- un condensatore principale (S4) atto a realizzare la condensazione del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale (HPCM) e destinato ad essere connesso con un circuito esterno di un primo impianto utilizzatore termico (10) in una modalità operativa per riscaldamento di detta unità a pompa di calore (1);
- un primo scambiatore di calore (S3) connesso a valle di detto condensatore principale (S4) e a monte di mezzi di espansione (L2) di detto almeno un circuito principale (2), atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale (HPCM) dopo la condensazione del medesimo in detto condensatore principale (S4), e
- un evaporatore principale (S8) atto a realizzare l'evaporazione del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale (HPCM) e destinato ad essere connesso con un circuito esterno di un pozzo termico (20) in una modalità operativa per riscaldamento di detta unità a pompa di calore (1),

caratterizzata dal fatto che detto primo scambiatore di calore (S3) è selettivamente collegabile con il circuito esterno di detto primo impianto utilizzatore termico (10) in modo tale da risultare in serie con detto condensatore principale (S4) in detto circuito esterno.

2. Unità a pompa di calore (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, in cui detto circuito principale (2) comprende un primo sotto-circuito (2a) atto a realizzare un ciclo a pompa di calore principale 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 principale 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 principale (HPCM) a due stadi, e in cui detto condensatore principale (S4) e detto primo scambiatore di

calore (S3) sono connessi in detto primo sotto-circuito (2a) e detto evaporatore principale (S8) è connesso in detto secondo sotto-circuito (2b).

3. Unità a pompa di calore (1) secondo la rivendicazione 2, in cui detto secondo sotto-circuito (2b) comprende un secondo scambiatore di calore (S6) connesso a valle di un condensatore (S7) e a monte di mezzi di espansione (L1) di detto secondo sotto-circuito (2b), detto secondo scambiatore di calore (S6) essendo atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore (HPCM_LT) dopo la condensazione del medesimo ed essendo 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 durante detto sottoraffreddamento dal fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore (HPCM_LT).

4. Unità a pompa di calore (1) secondo la rivendicazione 3, in cui detto secondo scambiatore di calore (S6) è inoltre selettivamente collegabile con il circuito esterno di un secondo impianto utilizzatore termico (12).

5. Unità a pompa di calore (1) secondo la rivendicazione 3 o 4, in cui detto primo sotto-circuito (2a) comprende un terzo scambiatore di calore (S5) connesso a valle di detto primo scambiatore di calore (S3) e a monte di mezzi di espansione (L2) di detto primo sotto-circuito (2a), detto terzo scambiatore di calore (S5) essendo atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore (HPCM_HT) dopo la sua condensazione ed essendo selettivamente collegabile con il circuito esterno di detto pozzo termico (20) in modo tale da realizzare, preferibilmente indipendentemente rispetto a detto secondo scambiatore di calore (S6), un preriscaldamento di un fluido termovettore proveniente da detto pozzo termico (20) per mezzo di potenza termica rilasciata durante detto sottoraffreddamento dal fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore (HPCM_HT).

6. Unità a pompa di calore (1) secondo la rivendicazione 5, in cui detto terzo scambiatore di calore (S5) è inoltre selettivamente collegabile con il circuito esterno di detto secondo impianto utilizzatore termico (12).

7. Unità a pompa di calore (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni da 2 a 6, comprendente un quarto scambiatore di calore (S2) connesso a valle di detto condensatore principale (S4) e a monte di detto terzo scambiatore di calore (S5), detto quarto scambiatore di calore (S2) essendo atto a realizzare un sottoraffreddamento del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore (HPCM_HT) dopo la condensazione del medesimo, e un circuito secondario (3) atto a realizzare un ciclo a pompa di calore secondario (HPCS) con un rispettivo fluido operativo, detto circuito secondario (3) comprendendo:

- un evaporatore secondario (S2) atto a realizzare almeno l'evaporazione del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore secondario (HPCS) ed in relazione di scambio termico con detto quarto scambiatore di calore (S2) per trasferire potenza termica rilasciata dal fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale (HPCM) durante detto sottoraffreddamento al fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore secondario (HPCS);
- un condensatore secondario (S1) atto a realizzare la condensazione del fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore secondario (HPCS) e destinato ad essere connesso con il circuito esterno di detto primo impianto utilizzatore termico (10) o con un circuito esterno di un terzo impianto utilizzatore termico (11), distinto da detti primo e secondo impianto utilizzatore termico (10, 12).

8. 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 almeno detto primo impianto utilizzatore termico (10) e di detto pozzo termico (20) rispettivamente con almeno detto condensatore principale (S4) e con detto evaporatore principale (S8).

9. Unità a pompa di calore (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, in cui il fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore principale (HPCM), ovvero i fluidi operativi rispettivamente di detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura superiore (HPCM_HT) e detto ciclo a pompa di calore principale a temperatura inferiore (HPCM_LT), e il fluido operativo di detto ciclo a pompa di calore secondario (HPCS) 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.

10. 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.

11. Sistema (100) per il riscaldamento/raffrescamento 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.

CLAIMS

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

- a main condenser (S4) adapted to perform the condensation of the operating fluid of said main heat pump cycle (HPCM) and intended to be connected to an external circuit of a first thermal user installation (10) in a heating operating mode of said heat pump unit (1);
- a first heat exchanger (S3), connected downstream of said main condenser (S4) and upstream of expansion means (L2) of said at least one main circuit (2), adapted to perform an undercooling of the operating fluid of said main heat pump cycle (HPCM) after the condensation of the same in said main condenser (S4), and
- a main evaporator (S8) adapted to perform the evaporation of the operating fluid of said main heat pump cycle (HPCM) and intended to be connected to an external circuit of a heat sink (20) in a heating operating mode of said heat pump unit (1),

characterized in that said first heat exchanger (S3) is selectively connectable to the external circuit of said first thermal user installation (10) so as to be in series with said main condenser (S4) in said external circuit.

2. Heat pump unit (1) according to any one of the pervious claims, wherein said main circuit (2) comprises a first sub-circuit (2a) adapted to perform a higher temperature main heat pump cycle (HPCM_HT) with a respective operating fluid and a second sub-circuit (2b) adapted to perform a lower temperature main 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 to perform globally a two-stage main heat pump cycle (HPCM), and wherein said main condenser (S4) and said first heat exchanger (S3) are connected in said first sub-circuit (2a) and said main evaporator (S8) is connected in said second sub-circuit (2b).

3. Heat pump unit (1) according to claim 2, wherein said second sub-circuit (2b) comprises a second heat exchanger (S6) connected downstream of a condenser (S7) and upstream of expansion means (L1) of said second sub-circuit (2b), said second heat exchanger (S6) being adapted to perform an undercooling of the operating fluid of said lower temperature main heat pump cycle (HPCM_LT) after the condensation thereof and being selectively connectable to the external circuit of said 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 during said undercooling by the operating fluid of said lower temperature main heat pump cycle (HPCM_LT).

4. Heat pump unit (1) according to claim 3, wherein said second heat exchanger (S6) is further selectively connected to an external circuit of a second thermal user installation (12).

5. Heat pump unit (1) according to claim 3 or 4, wherein said first sub-circuit (2a) comprises a third heat exchanger (S5) connected downstream of said first heat exchanger (S3) and upstream of expansion means (L2) of said first sub-circuit (2a), said third heat exchanger (S5) being adapted to perform an undercooling of the operating fluid of said higher temperature main heat pump cycle (HPCM_HT) after the condensation thereof and being selectively connectable to the external circuit of said heat sink (20) so as to perform, preferably interpedently from said second heat exchanger (S6), a preheating of a heat carrier fluid coming from said heat sink (20) by means of heat power released during said undercooling by the operating fluid of said upper temperature main heat pump cycle (HPCM_HT).

6. Heat pump unit (1) according to claim 5, wherein said third heat exchanger (S5) is further selectively connectable to the external circuit of said second thermal user installation (12).

7. Heat pump unit (1) according to any one of claims 2 to 6, comprising a

fourth heat exchanger (S2) connected downstream of said main condenser (S4) and upstream of said third heat exchanger (S5), said fourth heat exchanger (S2) being adapted to perform an undercooling of the operating fluid of said higher temperature main heat pump cycle (HPCM_HT) after the condensation of the same, and a secondary circuit (3) adapted to perform a secondary heat pump cycle (HPCS) with a respective operating fluid, said secondary circuit (3) comprising:

- a secondary evaporator (S2) adapted to perform at least the evaporation of the operating fluid of said secondary heat pump cycle (HPCS) and in heat exchange relationship with said fourth heat exchanger (S2) to transfer heat power released by the operating fluid of said main heat pump cycle (HPCM) during said undercooling to the operating fluid of said secondary heat pump cycle (HPCS);
- a secondary condenser (S1) adapted to perform the condensation of the operating fluid of said secondary heat pump cycle (HPCS) and intended to be connected to the external circuit of said first thermal user installation (10) or to an external circuit of a third thermal user installation (11), different from said first and second thermal user installations (10, 12).

8. 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 at least said first thermal user installation (10) and said heat sink (20) respectively with at least said main condenser (S4) and with said main evaporator (S8).

9. Heat pump (1) according to any one of the previous claims, wherein the operating fluid of said main heat pump cycle (HPCM), or the operating fluids of said higher temperature main heat pump cycle (HPCM_HT) and said lower temperature main heat pump cycle (HPCM_LT) respectively, and the operating fluid of said secondary heat pump cycle (HPCS) are selected from the group consisting of: (E)-2-butene, (Z)-2-butene, 1-butylene, dimethyl ketone, methylacetylene, methyl alcohol, methylpentane, methylpropene, n-hexane,

11472PTIT

Notarbartolo & Gervasi S.p.A.

R1270, R290, R600, R600a, R601, R601a, RE-170, tetramethylmethane or RC-270.

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

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

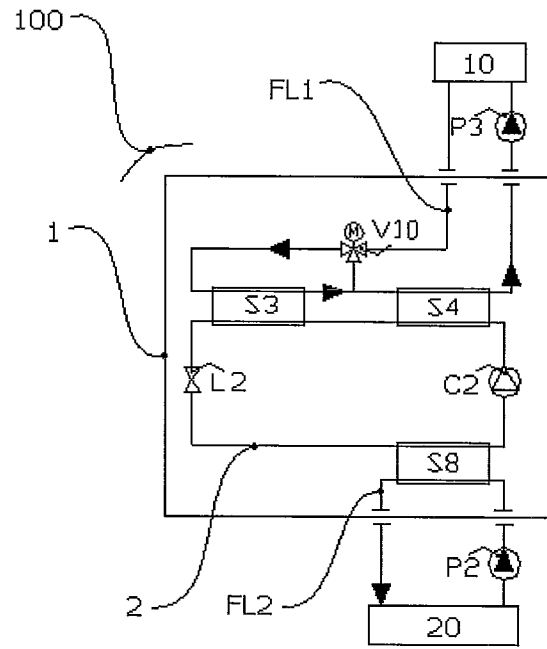


Fig. 1

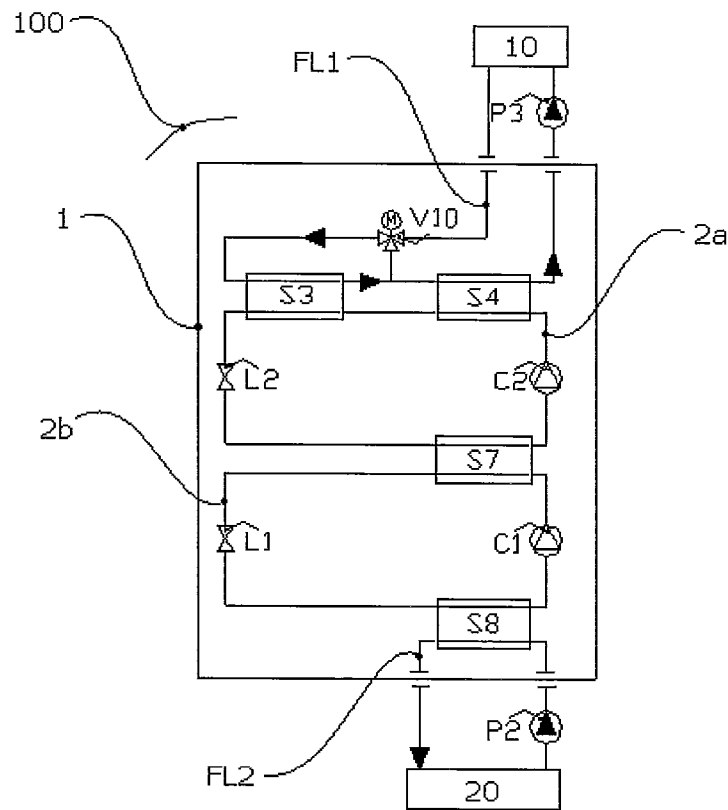


Fig. 2

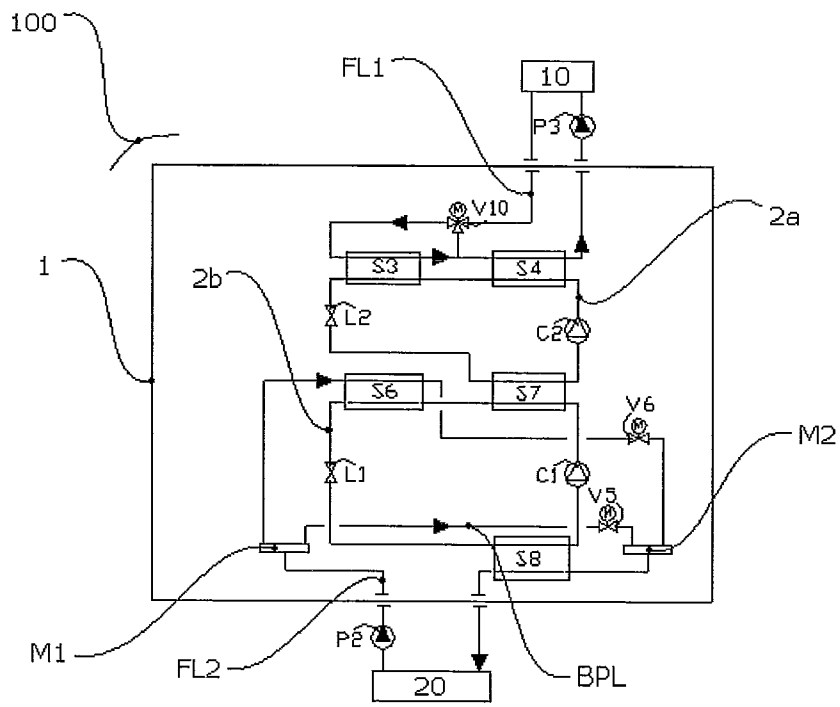


Fig. 3

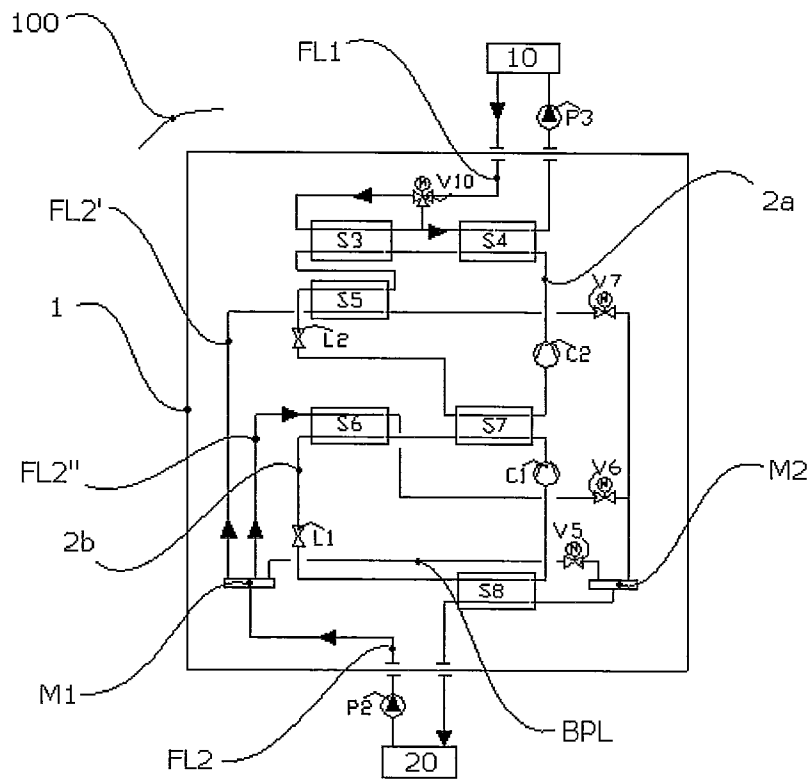


Fig. 4

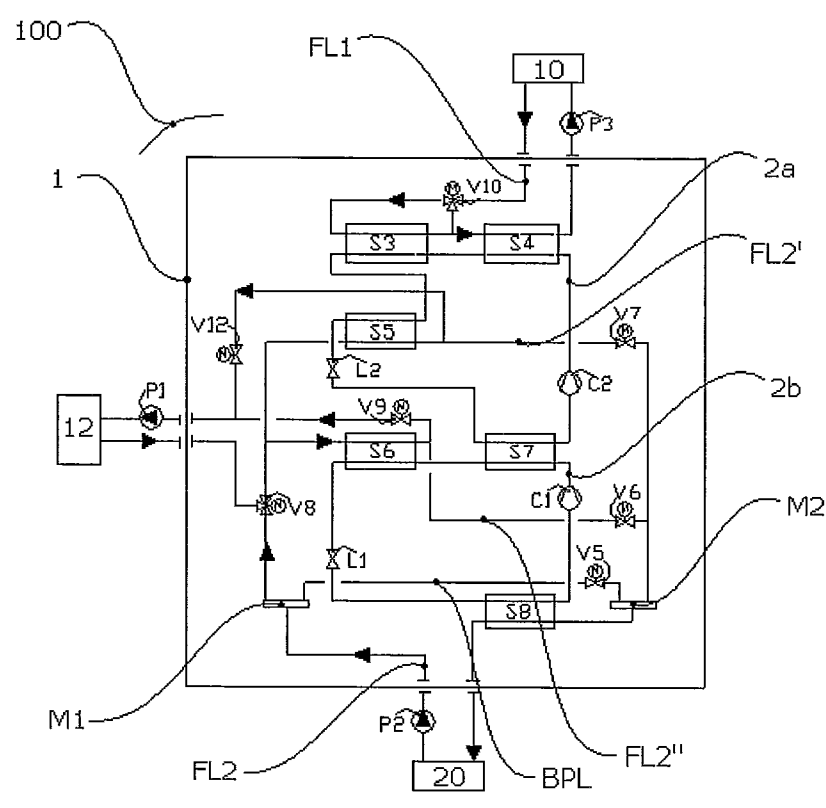


Fig. 5

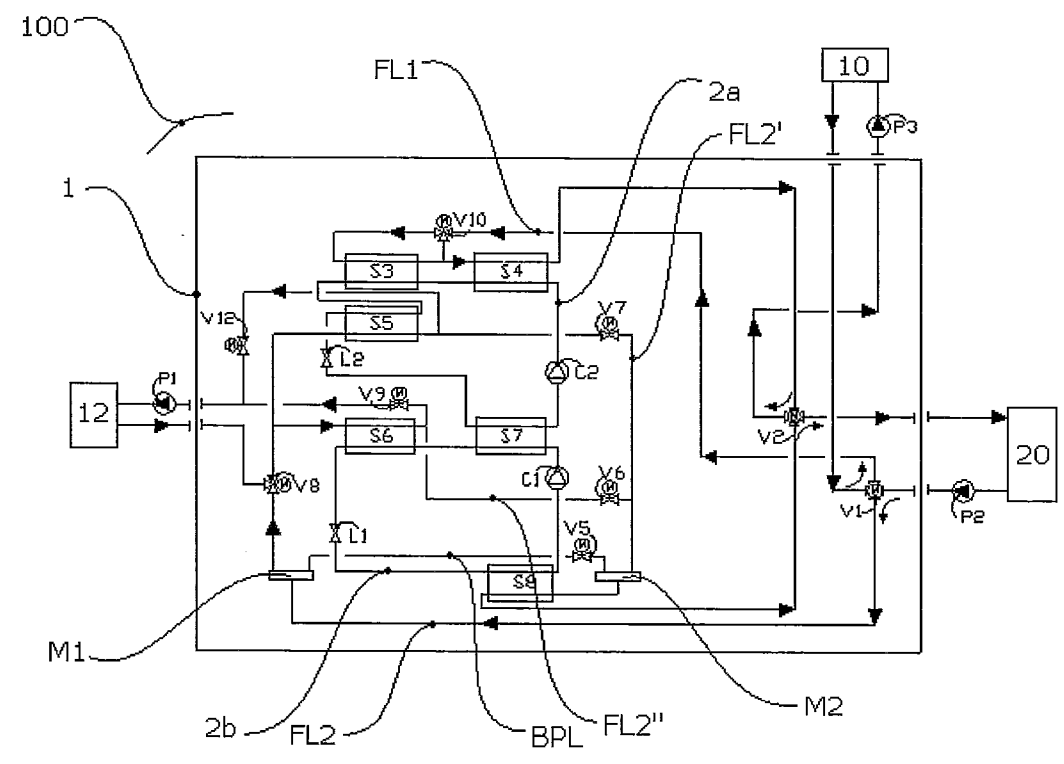


Fig. 6A

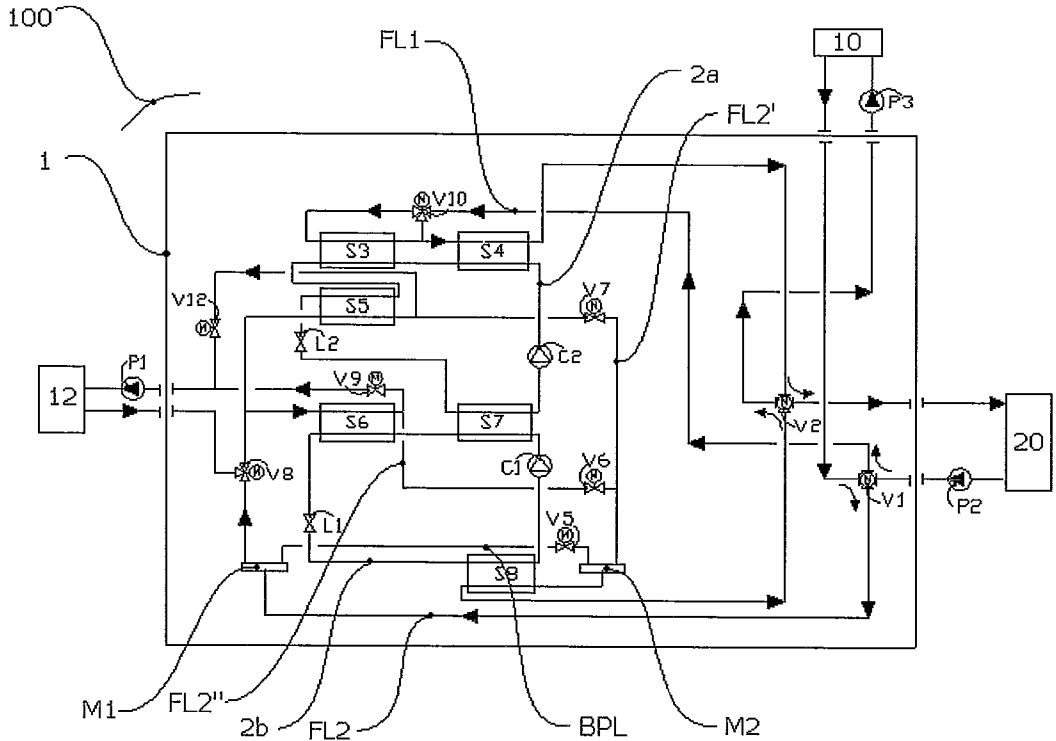


Fig. 6B

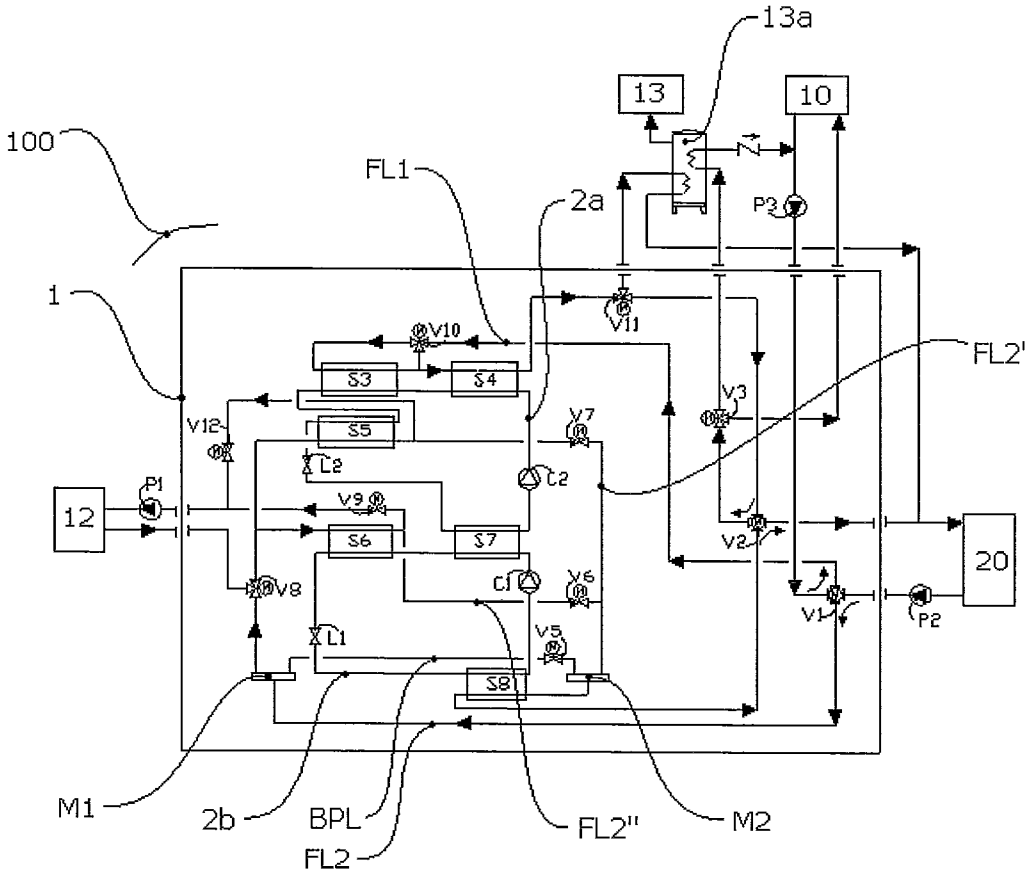


Fig. 7A

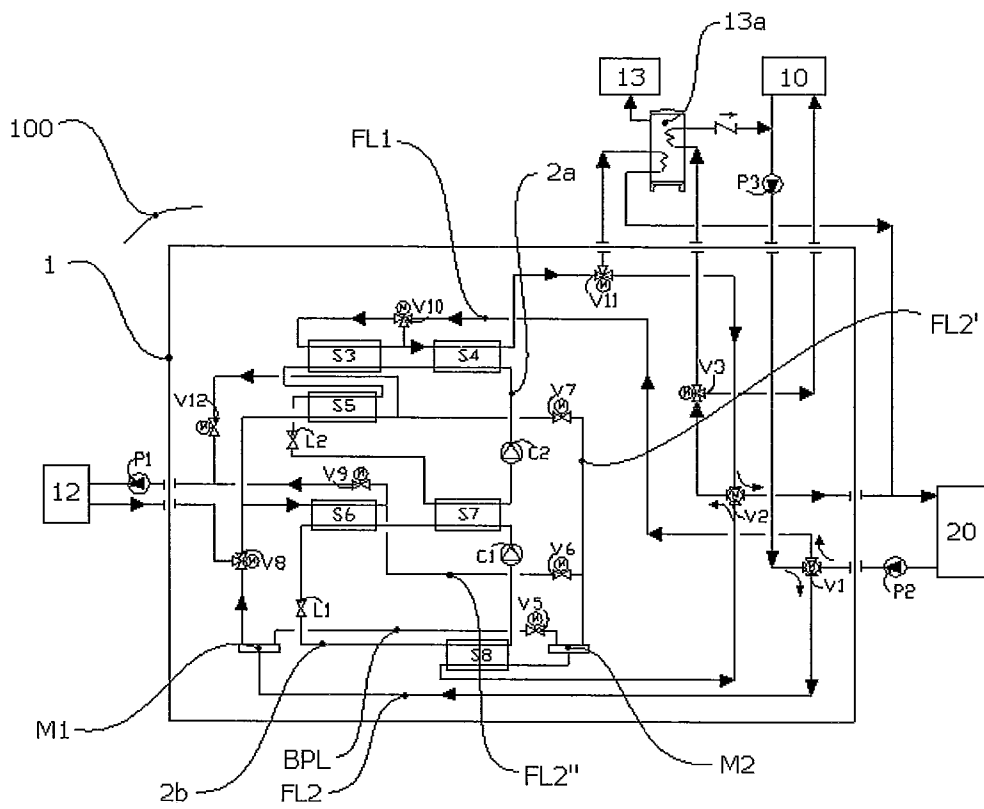


Fig. 7B

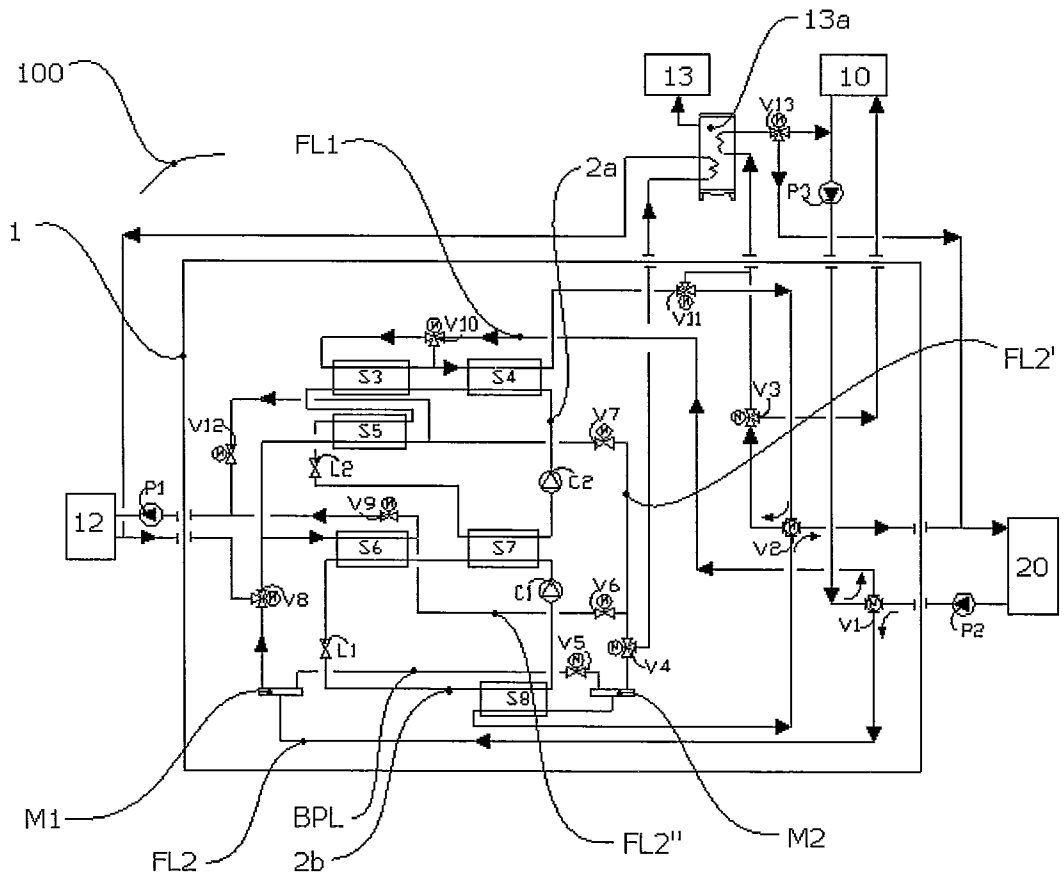


Fig. 8A

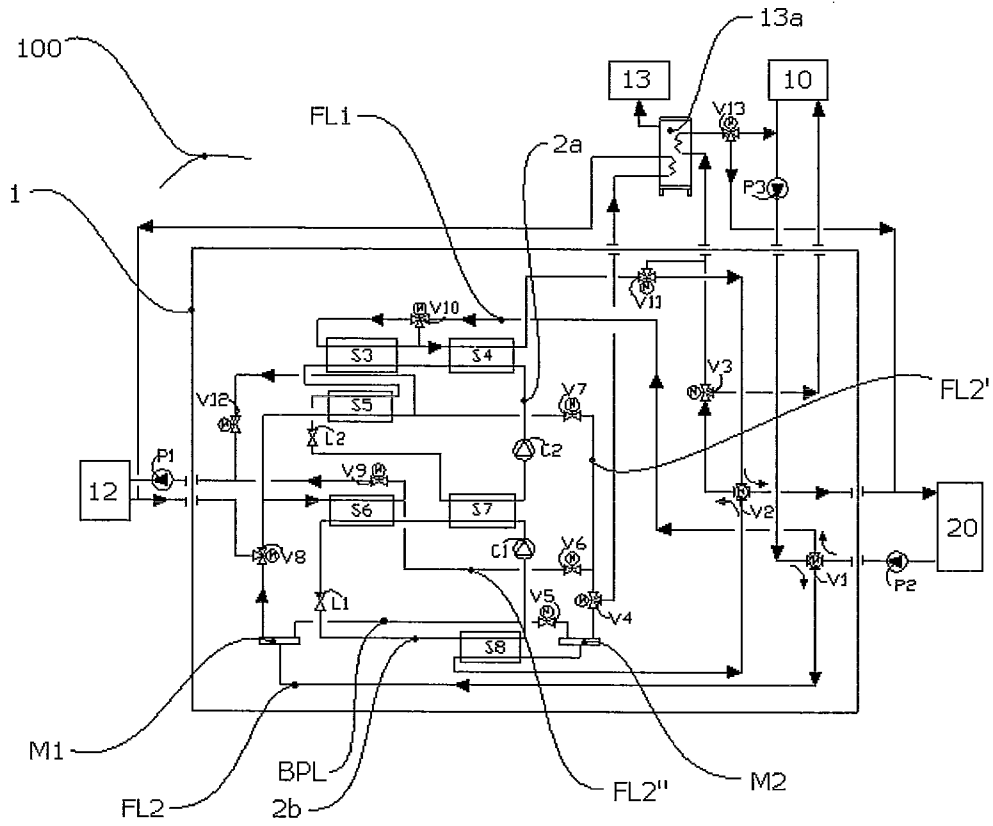


Fig. 8B

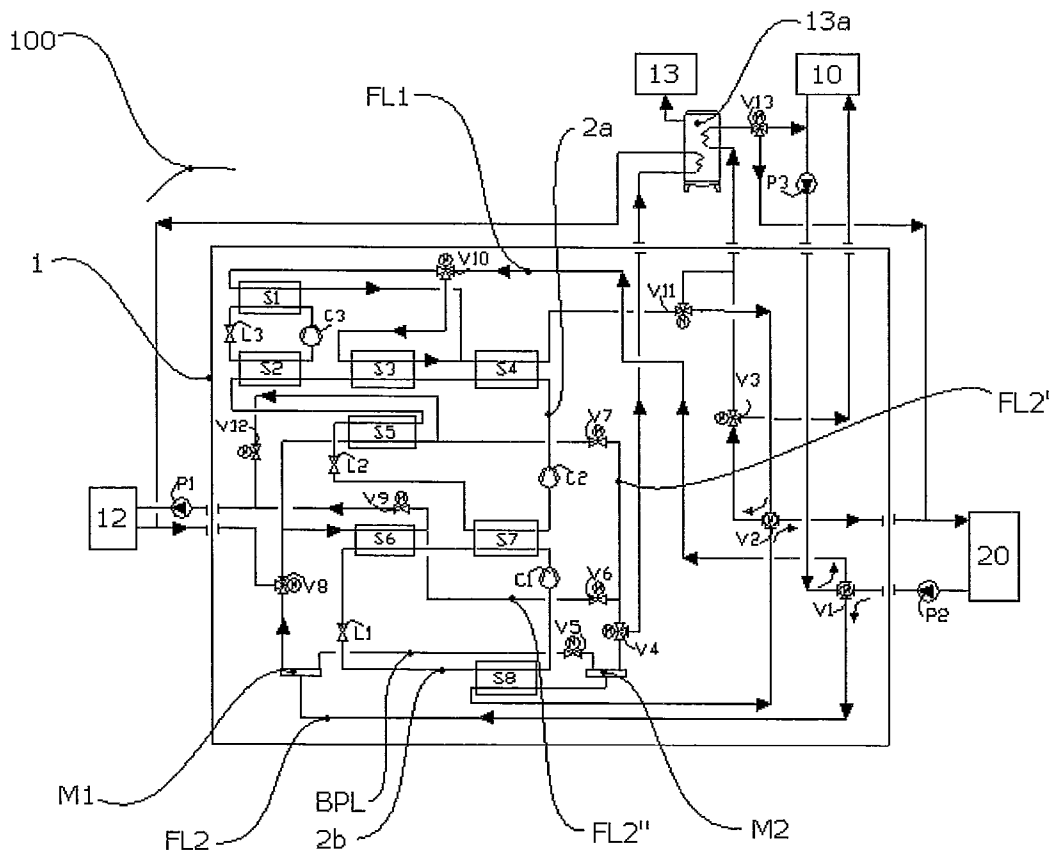


Fig. 9A

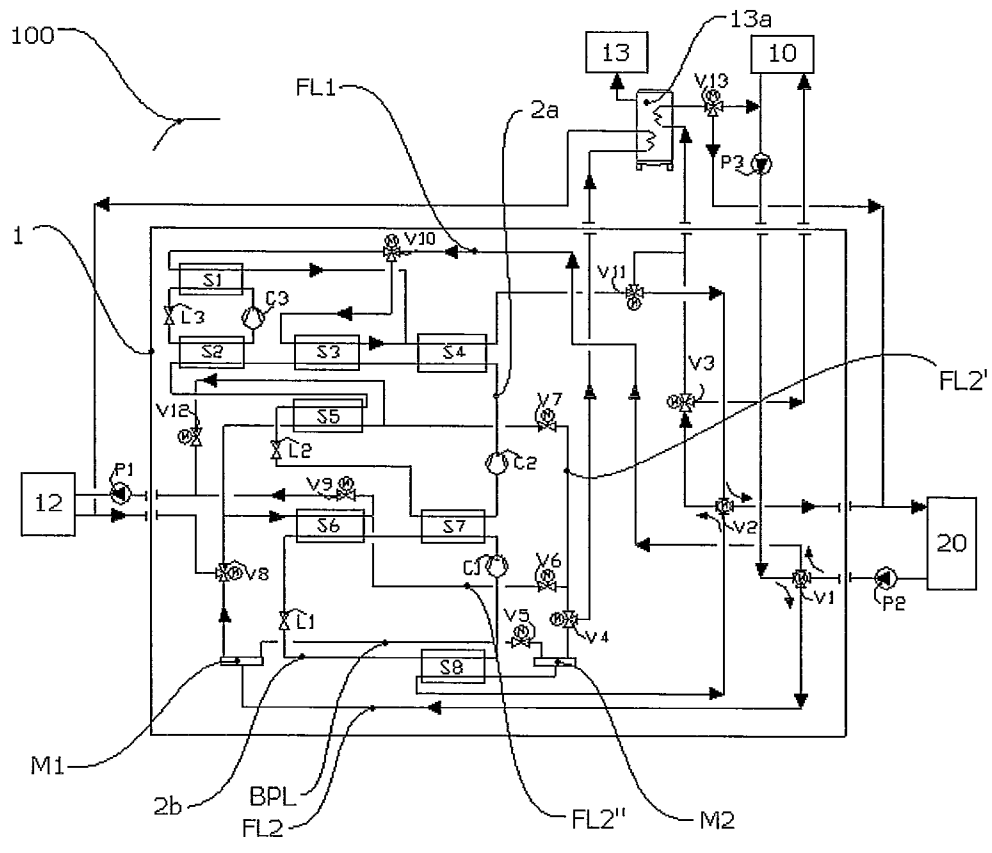


Fig. 9B

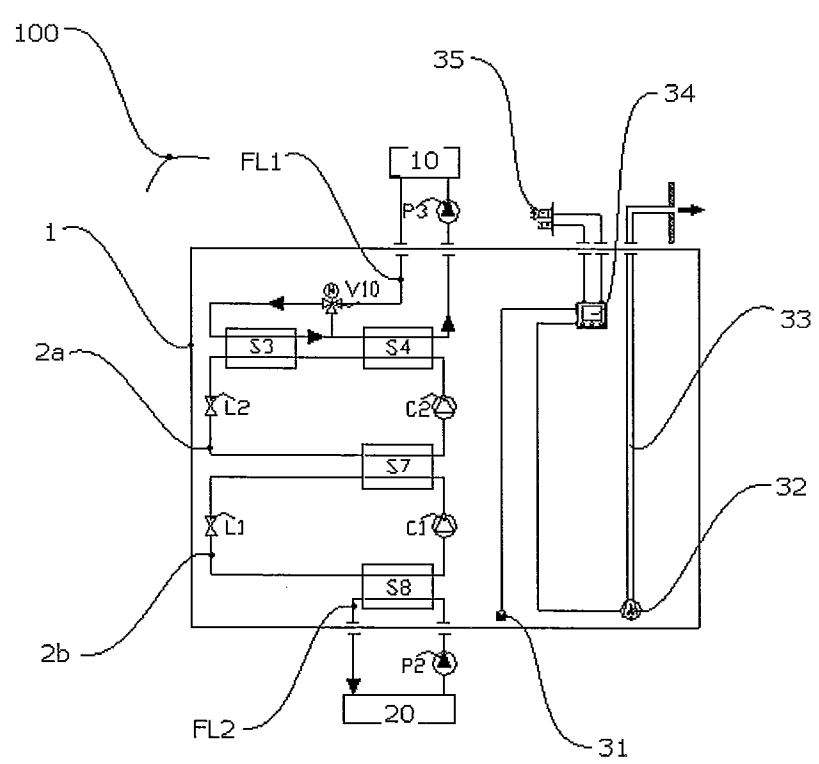


Fig. 10