



MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO
DIREZIONE GENERALE PER LA LOTTA ALLA CONTRAFFAZIONE
UFFICIO ITALIANO BREVETTI E MARCHI

DOMANDA DI INVENZIONE NUMERO	102018000007258
Data Deposito	17/07/2018
Data Pubblicazione	17/01/2020

Classifiche IPC

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
F	24	H	4	02

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
F	24	H	9	20

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
F	24	D	3	18

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
F	23	J	15	06

Titolo

MACCHINA DI RISCALDAMENTO AD ATTIVAZIONE TERMICA

Domanda di brevetto per invenzione industriale dal titolo:

“Macchina di riscaldamento ad attivazione termica”

DESCRIZIONE

5 La presente invenzione rientra nell’ambito del settore della produzione di sistemi di riscaldamento e/o raffrescamento, preferibilmente ad uso residenziale. In particolare, la presente invenzione si riferisce ad una macchina di riscaldamento ad attivazione termica per il riscaldamento di un fluido vettore destinato a circolare in un circuito di alimentazione comprendente una o più utenze. La macchina
10 secondo l’invenzione può essere utilizzata anche per il raffrescamento di un ulteriore fluido vettore destinato a circolare in un ulteriore circuito di alimentazione destinato ad alimentare ulteriori utenze.

STATO DELL’ARTE

Come noto, il riscaldamento di un edificio viene ottenuto attraverso l’impiego di
15 sistemi di riscaldamento che comprendono una macchina termica configurata per riscaldare un fluido vettore (ad esempio acqua) destinato a raggiungere, tramite un circuito di distribuzione, gli ambienti dell’edificio rilasciando parte della sua energia. Il sistema di riscaldamento oltre alla macchina termica comprende dunque un insieme di tubazioni ed altri dispositivi che consentono la distribuzione
20 e il controllo del fluido vettore all’interno dell’edificio.

Fra le macchine di riscaldamento note, si individuano quelle denominate “*pompe di calore*” nelle quali un fluido operativo, circolante in un circuito principale, viene evaporato a bassa temperatura, portato ad alta pressione, quindi condensato e infine riportato alla pressione di evaporazione. In queste macchine, il calore
25 rilasciato durante la condensazione del fluido viene trasferito al fluido vettore.

Fra le pompe di calore si individuano quelle ad attivazione elettrica una cui schematizzazione è riportata in Figura 1. In queste macchine, la pressione del fluido operativo in uscita dall’evaporatore 101 viene aumentata attraverso un compressore 102 azionato elettricamente. Il fluido operativo attraversa quindi il

condensatore 103 per poi ritornare, attraverso mezzi di laminazione 104, alle condizioni operative stabilite per l'evaporatore 101.

Altrettanto note sono le pompe di calore ad attivazione termica in cui la temperatura e la pressione del fluido operativo vengono portate ai valori di condensazione sfruttando l'energia termica resa disponibile da una sorgente esterna, tipicamente attraverso un processo di combustione. In proposito, la Figura 2 è una schematizzazione di una pompa di calore ad assorbimento in cui, a seguito dell'evaporazione a bassa temperatura in corrispondenza di un evaporatore 202, il fluido operativo viene trasferito in un assorbitore 203 nel quale l'evaporato viene assorbito in una soluzione liquida. Questa viene trasferita (attraverso una pompa di circolazione 204) all'interno di un generatore 205 dove viene parzialmente evaporata a seguito dell'energia termica W resa disponibile dall'esterno attraverso un processo di combustione. La fase vapore, ad alta temperatura e pressione, viene trasferita al condensatore 206 in corrispondenza del quale avviene la condensazione del fluido operativo e il conseguente riscaldamento del fluido vettore.

E' altrettanto noto che la quantità di energia termica richiesta per riscaldare un edificio dipende direttamente dalla temperatura esterna allo stesso. Minore è la temperatura esterna, maggiore è l'energia termica che il sistema di riscaldamento dovrà mettere a disposizione per compensare le inevitabili perdite di calore attraverso le pareti dell'edificio. La Figura 3 riporta una curva rappresentativa della potenza termica richiesta ad un sistema di riscaldamento in riferimento alle ore di funzionamento del sistema di riscaldamento stesso nell'arco di un anno. Da tale curva si deriva che il valore massimo di potenza termica (indicata come potenza di picco) è richiesto per poche ore nell'arco di una stagione, mentre per la maggior parte del tempo il valore risulta medio-basso. In sostanza, il sistema di riscaldamento funziona alle massime condizioni di carico solo per un numero di ore limitato.

Questa condizione determina difficoltà nella progettazione del sistema di riscaldamento con particolare riferimento al dimensionamento e alla scelta della macchina di riscaldamento. Da una parte, questa deve infatti essere dimensionata/scelta in modo da assicurare la potenza di picco e quindi lavorare
5 alle massime condizioni di carico. Dall'altra parte però, per la maggior parte della sua vita operativa, la macchina opererà in condizioni di carico parziale in quanto l'energia termica richiesta sarà inferiore alla potenza di picco. Queste condizioni determinano da un lato elevati costi di investimento, per assicurare il funzionamento ad alto carico, e dall'altro una scarsa efficienza determinata dal
10 fatto che il sistema opera prevalentemente in condizioni di carico medio-basse.

Nel caso delle pompe di calore a compressione (attivazione elettrica), questo problema è oltremodo amplificato dal fatto che l'efficienza delle pompe di calore inevitabilmente risente della diminuzione della temperatura esterna. Questo problema è tipicamente affrontato dimensionando la pompa di calore non in
15 funzione della potenza di picco richiesta, ma sulla base di una potenza termica di riferimento inferiore a quella di picco. Al contempo, viene previsto un dispositivo ausiliario (indicato con 110 in Figura 1) quale può essere, ad esempio, un resistore elettrico o una caldaia a gas, specificatamente previsto per garantire la potenza di picco. In questo modo, la pompa di calore può funzionare a delle condizioni più
20 vicine a quelle nominali con una migliore efficienza.

Nel caso delle pompe di calore ad assorbimento, le prestazioni sono più stabili e risentono meno della diminuzione della temperatura esterna. Tuttavia il dimensionamento e la scelta dell'apparecchio vengono tipicamente effettuati con lo stesso approccio sopra descritto per le pompe di calore ad attivazione elettrica.

Una soluzione tipica, schematizzata in Figura 2, prevede l'utilizzo di una caldaia a
25 condensazione (indicata con 210) per generare la potenza termica di picco. La caldaia a condensazione è installata lungo il circuito di circolazione del fluido vettore per trasferire allo stesso fluido una quantità di energia termica (indicata con W_1) anche in questo caso derivante da un processo di combustione.

Rispetto al circuito di circolazione dell'acqua, la caldaia 210 a condensazione può essere installata in serie al condensatore, ad esempio a valle del condensatore rispetto al senso di circolazione del fluido vettore. Secondo un'altra installazione tipica, la caldaia 210 potrebbe essere installata in parallelo rispetto al
5 condensatore. In altre parole, la caldaia 210 potrebbe essere impiegata per riscaldare una frazione della portata del fluido vettore F_v diversa dalla portata riscaldata attraverso il condensatore 206, laddove le due portate vengono successivamente miscelate.

In ogni caso, la pompa di calore e la caldaia a condensazione sono due dispositivi
10 sostanzialmente separati. Questa condizione, è accompagnata da diversi svantaggi il primo dei quali si rileva nella necessità di predisporre e gestire due camere di combustione, una per la pompa di calore ad assorbimento, l'altra per la caldaia a condensazione. Per ciascuna camera di combustione è infatti necessario predisporre mezzi per la circolazione del gas combustibile (valvole, soffianti, etc.)
15 e ulteriori mezzi per lo scarico dei prodotti della combustione.

Un altro inconveniente si rileva nella necessità di disporre e gestire due scambiatori di calore lungo il circuito di circolazione del fluido vettore. Un primo scambiatore per trasferire l'energia termica derivante dalla condensazione del fluido operativo, il secondo per trasferire l'energia termica messa a disposizione
20 dalla caldaia a condensazione.

Ancora un altro inconveniente si rileva nella necessità di disporre di un sistema di controllo che si estenda ad entrambi i dispositivi allo scopo di attivare la caldaia a condensazione quando effettivamente è necessario, ovvero quando la potenza termica richiesta è superiore alla capacità massima offerta dalla pompa di calore.
25 Più in generale, il sistema di controllo deve coordinare il funzionamento simultaneo dei due dispositivi (caldaia e pompa di calore ad assorbimento). Oltre alla evidente complessità di questa combinazione di dispositivi, questo approccio è accompagnato da alti costi di manutenzione, legati soprattutto alla presenza di due bruciatori (camere di combustione).

A fronte di queste considerazioni, compito precipuo della presente invenzione è quello di fornire una macchina di riscaldamento ad attivazione termica che consenta di superare gli inconvenienti sopra citati. Nell'ambito di questo compito, un primo scopo della presente invenzione è quello di fornire una macchina di riscaldamento che sia in grado di lavorare alle condizioni di massimo carico (massima potenza termica richiesta) e/o che presenti al contempo una elevata efficienza in condizioni di carico medio-basso. Ulteriore scopo è quello di fornire una macchina di riscaldamento che sia meno complessa e più facilmente gestibile rispetto alle macchine note, soprattutto in riferimento alla gestione e/o manutenzione del processo di combustione. Ancora un altro scopo è quello di fornire una macchina di riscaldamento che possa essere al contempo utilizzabile anche per il raffrescamento di un ulteriore fluido vettore. Non ultimo scopo è quello di fornire una macchina di riscaldamento ad attivazione termica che sia affidabile e di facile realizzazione a costi competitivi.

SOMMARIO DELL'INVENZIONE

La presente invenzione è dunque relativa ad una macchina per il riscaldamento di un fluido vettore, in cui detta macchina termica comprende almeno un circuito in cui circola un primo fluido operativo che viene sottoposto ad un ciclo termodinamico ad attivazione termica, preferibilmente ad assorbimento. La macchina secondo l'invenzione è fornita di un unico gruppo di generazione termica il quale comprende:

- una camera di combustione;
- un primo scambiatore di calore definente un primo volume in comunicazione con la camera di combustione per essere attraversato da una prima portata di fumi di combustione, e un secondo volume in cui circola il primo fluido operativo circolante in detto circuito, in cui i volumi sono separati da una prima parete di scambio termico;
- un secondo scambiatore di calore definente un primo volume in comunicazione con il primo volume del primo scambiatore per essere attraversato dalla prima

portata di fumi in uscita dal primo volume del primo scambiatore, in cui il secondo scambiatore di calore definisce anche un secondo volume in cui circola detto fluido vettore, in cui detti volumi di detto secondo scambiatore di calore sono separati da una seconda parete di scambio termico.

- 5 Secondo l'invenzione, il gruppo di generazione termica comprende una linea di by-pass attraverso la quale una seconda portata di fumi di combustione generati nella stessa camera di combustione può raggiungere direttamente il primo volume del secondo scambiatore di calore. Il gruppo di generazione comprende inoltre mezzi valvolari preposti per regolare il valore della seconda portata di fumi in modo da
- 10 variare il rapporto fra le due portate in ingresso nel primo volume del secondo scambiatore per aumentare o diminuire in modo corrispondente la quantità di energia termica che viene trasmessa direttamente al fluido vettore. Più precisamente, all'aumentare del valore della seconda portata di fumi aumenta in modo corrispondente la quantità di energia termica disponibile per lo scambio
- 15 termico col fluido vettore. Questo si traduce anche nella possibilità di aumentare la temperatura del fluido vettore fino a valori superiori a quelli ottenibili attraverso il solo ciclo ad attivazione termica. Vantaggiosamente, questa condizione può essere raggiunta con un'unica camera di combustione, senza dunque ricorrere ad una caldaia a condensazione o altri dispositivi di integrazione come invece
- 20 previsto nelle soluzioni note.

In una possibile forma di realizzazione, la linea di by-pass comprende una sezione di ingresso per detti fumi in comunicazione con la camera di combustione e una sezione di uscita in comunicazione con il primo volume del secondo scambiatore, laddove detta linea di by-pass attraversa il primo volume di detto primo

25 scambiatore. In riferimento alla dispersione termica attraverso la linea di by-pass, il posizionamento della stessa all'interno del primo volume del primo scambiatore di calore è molto vantaggioso. Infatti tale dispersione termica non viene trasmessa all'esterno, ma al contrario viene eventualmente trasferita alla prima portata di fumi circolante nel primo volume del primo scambiatore.

In una forma di realizzazione alternativa, la linea di by-pass è esterna al primo scambiatore di calore e rivestita da mezzi di coibentazione attraverso i quali vengono contenute le dispersioni termiche.

5 In accordo ad una forma di realizzazione, i mezzi valvolari sono installati in prossimità della sezione di uscita. Questa posizione consente di ridurre lo stress termo-meccanico a cui sono soggetti i mezzi valvolari che pertanto non devono essere particolarmente performanti.

10 In accordo ad una forma di realizzazione alternativa alla precedente, i mezzi valvolari sono installati in prossimità della sezione di ingresso della linea di by-pass. Questa soluzione consente di ridurre le dispersioni termiche soprattutto nel caso in cui la linea di by-pass sia relativamente lunga e collocata in posizione esterna al primo scambiatore di calore.

15 In accordo ad una ulteriore forma di realizzazione, i mezzi valvolari sono configurati per impedire, in una loro configurazione di chiusura, l'uscita della seconda portata di detti fumi dalla linea di by-pass e per consentire, in una loro configurazione di apertura, l'uscita del valore massimo di detta seconda portata da detta linea di by-pass. In alternativa, i mezzi valvolari impiegati possono essere modulanti cioè configurati per modulare il valore di detta seconda portata di detti fumi di combustione fra un valore nullo e un valore massimo.

20 In una forma di realizzazione preferita, la macchina termica comprende una unità di controllo che comanda detti mezzi valvolari in funzione del calore generato in detta camera di combustione. In particolare, i mezzi valvolari sono attivati in modo da aumentare il valore della seconda portata attraverso la linea di by-pass in modo corrispondente all'aumento dei fumi di combustione prodotti nella camera di
25 combustione.

ELENCO DELLE FIGURE

Ulteriori caratteristiche e vantaggi dell'invenzione risulteranno meglio evidenti dall'esame della seguente descrizione dettagliata di alcune forme di realizzazione preferite, ma non esclusive, della macchina di riscaldamento secondo la presente

invenzione, illustrate a titolo indicativo e non limitativo, col supporto dei disegni allegati, in cui:

- le figure 1 e 2 sono schematizzazioni relative a pompe di calore note dallo stato della tecnica;
- 5 - la figura 3 è una curva caratteristica della richiesta di potenza termica in riferimento alle ore di funzionamento nell'arco di un anno;
- le Figure 4 e 5 sono schematizzazioni ciascuna di una forma di realizzazione di un gruppo di generazione e trasmissione del calore di una macchina di riscaldamento ad attivazione termica secondo la presente invenzione;
- 10 - le Figure da 6 a 9 sono schematizzazioni ciascuna di un impianto di riscaldamento comprendente una macchina di riscaldamento ad attivazione termica secondo la presente invenzione.

Nelle citate Figure, gli stessi numeri e le stesse lettere di riferimento identificano gli stessi elementi o componenti.

15 DESCRIZIONE DETTAGLIATA

La presente invenzione è dunque relativa ad una macchina di riscaldamento ad attivazione termica (di seguito indicata più semplicemente con l'espressione macchina termica) che viene indicata genericamente con il riferimento 1. La macchina 1 secondo l'invenzione comprende almeno un circuito 10 in cui circola
20 un fluido operativo F_1 che viene sottoposto ad un ciclo termodinamico, preferibilmente ad assorbimento, a seguito del quale viene realizzato un trasferimento di calore ad un fluido vettore F_v , quale può essere, ad esempio, l'acqua ad uso domestico (o anche sanitario) destinata ad una o più utenze.

In particolare, la macchina secondo l'invenzione può essere utilizzata come
25 macchina di riscaldamento, quando viene riscaldato il fluido vettore, ma può essere utilizzata anche come macchina di raffrescamento, quando a seguito di detto ciclo termodinamico viene sottratto calore da un ulteriore fluido vettore F_{v-RAF} (si veda successivamente parte di descrizione relativa a Figura 9).

La macchina 1 secondo la presente invenzione comprende un gruppo di generazione e trasmissione del calore, indicato con il riferimento 2. Tale gruppo 2 ha la funzione di generare, attraverso un unico processo di combustione, energia termica (contenuta nei fumi generati dalla combustione) che viene trasferita in parte al fluido operativo F_1 circolante nel primo circuito 10 e in parte al fluido vettore F_v . Secondo l'invenzione, il gruppo 2 comprende una camera di combustione 20 entro la quale si attua il processo di combustione, preferibilmente impiegando gas come combustibile. In accordo ad un principio noto, il processo di combustione viene attuato attraverso un bruciatore collocato nella camera di combustione 20.

Il gruppo 2 comprende inoltre un primo scambiatore di calore 30 definente un primo volume 31 in comunicazione con detta camera di combustione 20 in modo da poter essere attraversato da una prima portata Q_1 di fumi di combustione generati nella camera stessa. Il primo scambiatore di calore 30 comprende inoltre un secondo volume 32 in cui circola il fluido operativo F_1 circolante nel primo circuito 10. I due volumi 31, 32 del primo scambiatore di calore 30 sono separati da una prima parete di scambio termico che realizza una trasmissione del calore da detti fumi a detto fluido operativo F_1 .

Come più avanti meglio descritto, il primo scambiatore di calore 30 può essere impiegato come generatore di un ciclo a pompa di calore ad assorbimento, in modo cioè che almeno una frazione del fluido operativo F_1 circolante in detto secondo volume 32 venga evaporata a seguito dello scambio termico con detti fumi di combustione.

Il gruppo 2 comprende inoltre un secondo scambiatore di calore 40 definente un primo volume 41 in comunicazione con il primo volume 31 del primo scambiatore di calore 30 per essere attraversato da detta prima portata Q_1 di fumi di combustione uscenti da questo ultimo. Nel complesso, il primo volume 31 del primo scambiatore 30 e il primo volume 41 del secondo scambiatore di calore 40

risultano sostanzialmente *"in linea"* per cui i fumi in uscita dal primo volume 31 del primo scambiatore 30 entrano nel primo volume 41 del secondo scambiatore 40.

Il secondo scambiatore di calore 40 comprende anche un secondo volume 42 in cui circola il fluido vettore Fv. Il primo volume 41 e il secondo volume 42 del secondo scambiatore di calore 40 sono separati da una seconda parete di scambio termico attraverso la quale si concretizza una trasmissione del calore da detti fumi a detto fluido vettore Fv.

Secondo la presente invenzione, il gruppo 2 comprende anche una linea by-pass 45 la quale rende direttamente comunicante la camera di combustione 20 con il primo volume 41 del secondo scambiatore di calore 40. In particolare, attraverso la linea di by-pass 45 una seconda portata Q_2 di fumi di combustione generati nella camera di combustione 20 può raggiungere direttamente il primo volume 41 del secondo scambiatore di calore 40. Il gruppo 2 di generazione termica comprende altresì dei mezzi valvolari 50 preposti per regolare il valore di detta seconda portata Q_2 in modo da variare la quota parte relativa tra le portate Q_1 e Q_2 in ingresso nel primo volume 41 del secondo scambiatore di calore 40. In altre parole, i mezzi valvolari sono preposti per variare il rapporto fra le due portate Q_1 e Q_2 , cioè per variare (aumentare o diminuire) la seconda portata Q_2 rispetto alla prima portata Q_1 . In particolare, il rapporto Q_2/Q_1 (seconda portata Q_2 rispetto a prima portata Q_1) può essere variato, attraverso i mezzi valvolari 50, mantenendo costante la portata complessiva Q di fumi prodotta nella camera di combustione 20, laddove tale portata complessiva Q è da considerarsi come la somma delle due portate Q_1 e Q_2 . In alternativa, tale rapporto Q_2/Q_1 può essere variato, mantenendo la portata Q_1 costante e aumentando la portata complessiva Q prodotta nella camera di combustione 20. In questa ipotesi, l'aumento del rapporto Q_2/Q_1 può essere ottenuto intervenendo sui mezzi valvolari 50 in modo che gli stessi aumentino la seconda portata Q_2 in modo corrispondente all'incremento della portata complessiva Q .

La linea di by-pass 45 ha dunque lo scopo di consentire alla seconda portata Q_2 di fumi di raggiungere il secondo scambiatore di calore 40 in quota parte maggiore e ad una temperatura più alta rispetto a quella dei fumi della prima portata Q_1 proprio perché viene *“by-passato”* lo scambio termico con il primo scambiatore di calore 30.

I mezzi valvolari 50 sono dunque preposti per regolare il flusso dei fumi attraverso la linea di by-pass 45 cioè per variare il valore della seconda portata Q_2 che raggiunge il primo volume 41 del secondo scambiatore 40. Più precisamente, i mezzi valvolari 50 sono configurati per assumere almeno una configurazione di chiusura e almeno una configurazione di apertura. Nella configurazione di chiusura, i mezzi valvolari 50 impediscono ai fumi ad alta temperatura della seconda portata Q_2 di raggiungere il primo volume 41 del secondo scambiatore 40 ovvero di miscelarsi con i fumi in uscita dal primo volume 31 del primo scambiatore 30. In pratica, nella configurazione di chiusura, il valore della seconda portata Q_2 attraverso la linea di by-pass 45 è nullo.

Al contrario, nella detta almeno una configurazione di apertura, tali mezzi consentono a detta seconda portata Q_2 di fumi ad alta temperatura di raggiungere direttamente l'ingresso del secondo scambiatore di calore 40 aumentando di fatto la potenza termica resa disponibile al secondo scambiatore di calore 40 per il riscaldamento del fluido vettore F_v .

Pertanto, per il gruppo 2 di generazione e trasmissione del calore è possibile individuare almeno due modalità di funzionamento, una prima modalità (di seguito indicata come modalità base) in cui la linea di by-pass 45 è chiusa dai mezzi valvolari 50 e una seconda modalità in cui la linea di by-pass 45 è totalmente o parzialmente aperta per consentire il passaggio di detta seconda portata Q_2 . Nella prima modalità operativa, i fumi ad alta temperatura cedono, in corrispondenza del primo scambiatore di calore 30, la quota di energia termica più pregiata (appunto per l'alta temperatura) al fluido operativo F_1 realizzando, preferibilmente, l'evaporazione dello stesso. In corrispondenza del secondo scambiatore 40,

l'energia termica residua contenuta nei fumi viene trasferita al fluido vettore Fv per incrementarne la temperatura. In pratica, nella modalità base, il secondo scambiatore 40 agisce da scambiatore recuperatore.

5 Nella seconda modalità operativa, attraverso la linea di by-pass 45, la seconda portata Q_2 dei fumi ad alta temperatura raggiunge direttamente il primo volume 41 del secondo scambiatore di calore 40 fornendo un impulso, in termini quantitativi e di temperatura, all'energia termica trasmessa al fluido vettore Fv e circolante nel secondo volume 42 del secondo scambiatore di calore 40. In sostanza, nella seconda modalità operativa (di seguito indicata come modalità *hyperboost*) parte
10 dell'energia termica più pregiata contenuta nei fumi della seconda portata Q_2 generati nella camera di combustione 20 viene trasferita direttamente al fluido vettore Fv così da aumentare anche fortemente il livello termico dello stesso. Ne consegue che nella modalità *hyperboost*, rispetto alla modalità base, attraverso la seconda portata Q_2 viene resa disponibile una maggiore potenza termica utile allo
15 scambio termico con il fluido vettore Fv. Pertanto, il secondo scambiatore 40 svolge vantaggiosamente la funzione tipicamente assegnata ad un generatore di picco termico (ad esempio una caldaia a condensazione) in un sistema di riscaldamento di tipo noto.

Infatti, nella modalità *hyperboost*, attraverso i mezzi valvolari 50 è dunque
20 possibile variare il rapporto Q_2/Q_1 fra la seconda portata Q_2 e la prima portata Q_1 . Aumentando tale rapporto viene aumentata la quantità di energia termica trasferibile al fluido vettore Fv. In questo modo, la macchina può arrivare ad operare in condizioni prossime o corrispondenti a quelle di massimo carico, impiegando vantaggiosamente la stessa camera di combustione 20 sfruttata
25 anche in condizioni di carico parziale, cioè nella modalità di funzionamento base.

I mezzi valvolari 50 possono essere azionati indipendentemente dall'aumento della portata complessiva Q di fumi generata nella camera di combustione 20. Operativamente infatti, la portata complessiva Q può essere mantenuta costante e i mezzi valvolari 50 possono aumentare il rapporto Q_2/Q_1 incrementando la

sezione della linea di by-pass 45 utile al passaggio dei fumi. In alternativa, l'aumento del rapporto Q_2/Q_1 può essere ottenuto incrementando la portata complessiva Q e attivando i mezzi valvolari 50 in modo che questi incrementino corrispondentemente la seconda portata Q_2 , mantenendo al contempo
5 sostanzialmente invariato il valore della prima portata Q_1 .

Con riferimento a Figura 4, in accordo ad una possibile forma di realizzazione, la linea di by-pass 45 attraversa il primo volume 31 del primo scambiatore di calore 30 comprendendo una sezione di ingresso 45A in comunicazione con la camera di combustione 20 e una sezione di uscita 45B in comunicazione con il primo volume
10 41 del secondo scambiatore di calore 40.

In una forma di realizzazione alternativa schematizzata in Figura 5, la linea di bypass 45 potrebbe essere esterna al primo scambiatore 30 di calore. Rispetto alla soluzione precedente, in questa seconda ipotesi la linea di by-pass 45 verrà preferibilmente rivestita da mezzi di coibentazione per ridurre la dispersione
15 termica. Al contrario, nella prima ipotesi (Figura 4) i mezzi di coibentazione non saranno necessari in quanto la trasmissione di energia termica resta comunque confinata all'interno del primo scambiatore di calore 30.

In una possibile forma di realizzazione (visibile nelle Figure 4 e 5), i mezzi valvolari 50 possono essere installati in prossimità della sezione di uscita 45B. Questa
20 soluzione porta ad una riduzione dello stress termico a cui gli stessi mezzi valvolari 50 sono sottoposti. Infatti, in corrispondenza della sezione di uscita 45B, la temperatura dei fumi risulta più bassa rispetto alla sezione di ingresso 45A. Conseguentemente, i mezzi valvolari 50 non devono essere estremamente performanti in termini di resistenza termo-meccanica.

25 In alternativa, i mezzi valvolari 50 potrebbero essere installati in prossimità della sezione di ingresso 45A, soprattutto nel caso in cui ci sia la necessità di ridurre o comunque contenere la dispersione termica verso l'esterno. Infatti, tale dispersione aumenta con l'aumentare della lunghezza della linea di by-pass 45. Ad

ogni modo, per certe applicazioni, i mezzi valvolari 50 potrebbero essere collocati anche in una posizione intermedia lungo la linea di by-pass 45.

In una loro possibile forma di realizzazione, i mezzi valvolari 50 potrebbero comprendere una valvola a farfalla o alternativamente una valvola a fungo.

- 5 In accordo ad una possibile forma di realizzazione, il primo volume 31 del primo scambiatore 30 e il primo volume 41 del secondo scambiatore 40 sono vantaggiosamente definiti da tratti consecutivi di una stessa tubazione in materiale metallico, la quale ad esempio può essere internamente alettata per favorire lo scambio termico. Un primo tratto di tale tubazione si colloca, almeno parzialmente,
- 10 in un primo contenimento (in cui circola il fluido operativo F_1) definente il secondo volume 32 del primo scambiatore di calore 30. In modo analogo, un secondo tratto di tubazione attraversa, almeno parzialmente, un secondo contenimento (in cui circola il fluido vettore F_v) definente il secondo volume 42 del secondo scambiatore di calore 40. Per ciascuno dei due scambiatori di calore 30, 40, si
- 15 individua dunque una corrispondente parete di trasmissione termica (coincidente con il corrispondente tratto di tubazione) che rende possibile la trasmissione fra i due corrispondenti volumi 31-32, 41-42.

Secondo un altro aspetto, i mezzi valvolari 50 possono essere di tipo ON-OFF cioè tali da impedire completamente, nella loro configurazione di chiusura, il

20 passaggio della seconda portata Q_2 di fumi attraverso la linea di by-pass 45 e tali da liberare completamente, nella loro configurazione di apertura, detto passaggio in modo da consentire il passaggio del massimo valore della seconda portata Q_2 . I mezzi valvolari 50 di tipo ON-OFF fissano dunque un rapporto Q_2/Q_1 delle portate di gas sostanzialmente costante.

- 25 In alternativa, i mezzi valvolari 50 potrebbero essere anche di tipo “*modulante*”, cioè tali da consentire la regolazione della seconda portata Q_2 ad un valore intermedio fra un valore nullo e un valore massimo. In sostanza, attraverso l'impiego di mezzi valvolari 50 modulanti può essere controllata e variata la portata

di fumi (seconda portata Q_2) ad alta temperatura che viene inviata direttamente al secondo scambiatore di calore 40.

Con riferimento a Figura 4, viene di seguito descritto più in dettaglio il principio di funzionamento del gruppo 2 di trasmissione e generazione del calore, nell'ipotesi non esclusiva che il fluido vettore F_v riscaldato attraverso il secondo scambiatore di calore 40 sia destinato ad un ulteriore scambio termico con il fluido operativo F_1 della macchina 1 secondo la presente invenzione.

Nella modalità di funzionamento base, la camera di combustione 20 (ovvero il bruciatore in essa contenuto) è attiva e i mezzi valvolari 50 occupano la configurazione di chiusura. Pertanto, all'interno della linea di by-pass 45 ristagnano i fumi di combustione, senza però fuoriuscire dalla sezione di uscita 45B e dunque senza mescolarsi con i fumi in uscita dal primo volume 31 del primo scambiatore 30. Come conseguenza, il calore trasmesso attraverso la parete definente la linea di by-pass 45 è trascurabile e pertanto detta linea di by-pass 45 assume uno stato sostanzialmente adiabatico. La prima portata Q_1 di fumi prodotti nella camera di combustione 20 attraversa il primo volume 31 del primo scambiatore di calore 30 e il calore è trasferito attraverso la prima parete di scambio termico al fluido operativo F_1 circolante nel secondo volume 32 del primo scambiatore 30.

A seguito di questo scambio termico, la temperatura dei fumi della prima portata Q_1 si riduce. I fumi in uscita dal primo volume 31 del primo scambiatore 30 attraversano la camera di miscelazione 60 ed entrano nel primo volume 41 del secondo scambiatore 40 cedendo l'energia termica residua al fluido vettore F_v .

Nella schematizzazione in Figura 4, la camera di miscelazione 60 è definita da un volume sostanzialmente compreso fra la sezione di uscita 45B della linea di by-pass e l'ingresso del primo volume 41 del secondo scambiatore 40.

Nella modalità di funzionamento *hyperboost*, il bruciatore della camera di combustione 20 produce un flusso preferibilmente maggiore di prodotti di combustione e i mezzi valvolari 50 occupano la configurazione aperta. Pertanto,

una seconda portata Q_2 (il cui valore dipende dal grado di apertura definito dai mezzi valvolari 50) attraversa la linea di by-pass 45, mentre la prima portata Q_1 attraversa il primo volume 31 del primo scambiatore 30 definito intorno alla linea di by-pass 45. La seconda portata Q_2 che attraversa la linea di by-pass 45 è soggetta
5 ad uno scambio termico molto inferiore rispetto a quello che interessa detta frazione rimanente. Pertanto, i fumi della seconda portata 45B in uscita dalla linea di by-pass 45 presentano una temperatura significativamente più alta della temperatura dei fumi della prima portata Q_1 che attraversano il primo volume 31 del primo scambiatore di calore 30.

10 Le due portate Q_1 e Q_2 sopra definite raggiungono la camera di miscelazione 60 dove sono rimescolate. A seguito di questa miscelazione, la portata Q_1+Q_2 di fumi in ingresso nel primo volume 41 del secondo scambiatore di calore 40 presenta un livello di temperatura intermedio fra quello più alto dei fumi della seconda portata Q_2 e quello più basso dei fumi della prima portata Q_1 . In ogni caso, tale livello
15 intermedio sarà vantaggiosamente superiore al valore di temperatura raggiungibile nella modalità di funzionamento base.

In ogni caso, nella modalità di funzionamento *hyperboost*, la seconda portata Q_2 porta un contributo determinante in termini di potenza termica utile allo scambio con il fluido vettore Fv. Infatti, attraverso la linea di by-pass 45 i fumi raggiungono il
20 primo volume 41 del secondo scambiatore 40 nelle stesse condizioni in cui gli stessi sono generati all'interno della camera di combustione 20.

Secondo un ulteriore aspetto, i mezzi valvolari 50 sono preferibilmente controllati da un'unità di controllo ECU e più preferibilmente dalla stessa preposta a controllare e gestire il processo di combustione nella camera di combustione 20. A
25 tal proposito, l'ECU è infatti collegata a primi mezzi di alimentazione preposti per regolare la portata di combustibile in ingresso in detta camera di combustione 20 e/o a secondi mezzi preposti per regolare la portata di comburente in ingresso in detta camera di combustione 20.

In una possibile forma di realizzazione, i mezzi valvolari 50 e i mezzi di alimentazione del combustibile sono controllati in modo tale che durante la fase di transizione fra la modalità di funzionamento base e quella *hyperboost* (o viceversa) si mantenga il più costante possibile lo scambio termico attraverso il primo scambiatore di calore 30. In sostanza, i mezzi valvolari 50 sono progressivamente aperti (o chiusi) all'aumentare o al diminuire del calore prodotto all'interno della camera di combustione 20, cioè all'aumentare o al diminuire della portata complessiva di fumi generata all'interno. In questo modo, la maggiore quantità di calore che viene progressivamente generata dal bruciatore viene trasferita direttamente al secondo scambiatore di calore 40 (sfruttando la linea di by-pass 45), senza alcun impatto sul funzionamento del primo scambiatore di calore 30. Di fatto, attraverso il controllo combinato dei mezzi valvolari 50 e dei mezzi di alimentazione (primi e/o secondi) della camera di combustione 20, è possibile regolare il funzionamento in una qualsiasi modalità di funzionamento intermedia fra quella base e quella *hyperboost*.

La Figura 6 è una schematizzazione di un impianto di riscaldamento comprendente una macchina 1 di riscaldamento secondo la presente invenzione. Tale macchina 1 configura, per il fluido operativo F_1 , un ciclo ad assorbimento. In particolare, il primo circuito 10 comprende un evaporatore 11 in corrispondenza del quale il fluido operativo F_1 , ad esempio ammoniacca, viene evaporato a bassa pressione, per effetto di uno scambio termico con un fluido esterno F_E (aria o acqua). Il fluido operativo evaporato (indicato con F_{1-vB}) è quindi trasferito ad un assorbitore 12 in corrispondenza del quale la fase vapore viene assorbita nella fase liquida (indicata con F_{1-L}) con conseguente rilascio di energia termica. Attraverso una pompa di circolazione 17, la fase liquida F_{1-L} viene portata al primo scambiatore 30 del gruppo 2 di generazione e trasmissione termica e più precisamente introdotta nel secondo volume 32 del primo scambiatore di calore 30. A seguito dello scambio termico con i fumi provenienti dalla camera di combustione 20, una frazione del fluido operativo (indicata con F_{1-vH}) viene

evaporata ad alta pressione. Contestualmente, una parte della fase liquida F_{1-L} viene riportata all'assorbitore 12 attraverso mezzi di laminazione 18 che ne riducono la pressione. La fase vapore F_{1-vH} raggiunge invece il condensatore 15 in cui il fluido evaporativo F_1 viene condensato in modo che il calore derivante dalla condensazione possa essere rilasciato al fluido vettore F_v . Il fluido operativo F_1 allo stato liquido viene quindi laminato (attraverso i mezzi di laminazione 16) e riportato nell'evaporatore 11.

Sempre con riferimento a Figura 6, l'impianto di riscaldamento 5 comprende un secondo circuito 8 di circolazione per il fluido vettore F_v . Con il riferimento 100 sono indicate due possibili utenze a cui è destinato il fluido vettore F_v . Il riferimento 8A individua il tratto a valle delle utenze 100 (di seguito indicato anche come tratto di ritorno) rispetto al senso di circolazione del fluido vettore F_v (indicato dalle frecce). Nel tratto di ritorno, il fluido vettore F_v attraversa il secondo scambiatore 40 del gruppo 2 di generazione e trasmissione del calore e più precisamente il secondo volume 42. Attraverso questo passaggio, il fluido vettore F_v subisce un primo riscaldamento la cui intensità varia dalla modalità di funzionamento del gruppo 2 di generazione e trasmissione del calore. Più precisamente, in accordo ai principi sopra esposti, questo primo riscaldamento risulterà superiore nella modalità *hyperboost* in cui la seconda portata Q_2 di fumi ad alta temperatura raggiunge direttamente il primo volume 41 del secondo scambiatore di calore 40 attraverso la linea di by-pass 45 e a seguito dell'apertura dei relativi mezzi valvolari 50.

Sempre con riferimento alla schematizzazione di Figura 6, in seguito al passaggio nel secondo scambiatore di calore 40, la portata q di fluido vettore F_v si dirama in una prima portata q_1 e una seconda portata q_2 . La prima portata q_1 raggiunge il condensatore 15 del primo circuito 10 dove viene ulteriormente riscaldata per effetto della condensazione del fluido operativo F_1 . La seconda portata q_2 raggiunge invece l'assorbitore 12 in corrispondenza del quale viene riscaldata per effetto dell'energia termica che viene rilasciata in seguito all'assorbimento della

fase vapore nella fase liquida. A seguito del loro primo riscaldamento, le due portate q_1 e q_2 vengono rimescolate/miscelate per riformare la portata q alla mandata 8B del circuito idraulico 8.

Si è visto che la configurazione dell'impianto schematizzata in Figura 6 può essere
5 particolarmente vantaggiosa nel caso in cui la temperatura di ritorno del fluido vettore Fv dalle utenze (cioè nel tratto 8A del secondo circuito 8) sia relativamente bassa. Questo è il caso, ad esempio, di un impianto di riscaldamento a pavimento, in cui tale temperatura di ritorno è tipicamente intorno ai 35-40 °C. Lo scambio termico dei fumi con un fluido vettore Fv a questa temperatura consente di
10 recuperare una elevata quantità di energia termica residua contenuta nei fumi che attraversano il secondo scambiatore 40 del gruppo 2. Ne consegue che la temperatura di scarico dei fumi si abbassa notevolmente. I fumi contengono comunque una parte di vapore acqueo e pertanto, a fronte del gradiente termico con il fluido vettore Fv, lo scambio termico in corrispondenza del secondo
15 scambiatore di calore 40 consente anche il recupero del calore latente di condensazione. In generale dunque, la configurazione dell'impianto mostrata in figura 6 consente di massimizzare la trasmissione di energia termica al fluido vettore Fv di ritorno dalle utenze.

La Figura 7 è una seconda forma di realizzazione di un impianto di riscaldamento
20 secondo la presente che si differenzia dalla prima per una diversa configurazione del secondo circuito 8 per la circolazione del fluido vettore Fv. In particolare, la portata q di ritorno dalle utenze 100 si dirama subito nelle due portate q_1 e q_2 senza passare prima attraverso il secondo scambiatore 40 del gruppo 2. A seguito del loro riscaldamento, rispettivamente attraverso il condensatore 15 e
25 l'assorbitore 12, le due portate q_1 e q_2 vengono rimescolate per riformare la portata q che attraversa successivamente il secondo scambiatore di calore 40 del gruppo 2 di generazione e trasmissione del calore.

La configurazione dell'impianto in Figura 7 consente di aumentare l'efficienza del ciclo termodinamico ad assorbimento realizzato nel primo circuito 10. Infatti, in

corrispondenza dell'assorbitore 12 e del condensatore 15 avviene un primo scambio termico fra il fluido operativo F_1 e il fluido vettore F_v di ritorno dalle utenze 100 che risulta essere alla minima temperatura.

Successivamente, l'intera portata del fluido vettore F_v è soggetta ad un secondo riscaldamento in corrispondenza del secondo scambiatore 40 del gruppo 2. In virtù di questo secondo riscaldamento, il fluido vettore F_v può raggiungere temperature elevate, potendo anche essere evaporato. Pertanto, la configurazione dell'impianto in Figura 7 potrebbe essere vantaggiosamente impiegata in applicazioni che richiedono temperature elevate per il fluido vettore F_v (per esempio nel caso di abitazioni costruite 40-50 anni fa con radiatori ad alta temperatura) o anche nell'ambito di processi industriali, ad esempio per la produzione di acqua calda ad alta temperatura e perfino per la produzione di vapore. In pratica, in questa configurazione, il secondo scambiatore di calore 40 del gruppo 2 viene vantaggiosamente utilizzato per incrementare il livello termico del fluido vettore F_v così da oltrepassare, in termini di riscaldamento, i limiti raggiungibili dal ciclo ad assorbimento.

La Figura 8 è una ulteriore forma di realizzazione di un impianto di riscaldamento secondo la presente invenzione che si differenzia da quello mostrato nelle figure 6 e 7 per una ulteriore differente forma di realizzazione di un circuito idraulico. In particolare, in questa forma di realizzazione, la portata q di ritorno dalle utenze si dirama in tre portate q_1 , q_2 e q_3 che vengono riscaldate in parallelo. In particolare, la prima portata q_1 e la seconda portata q_2 vengono riscaldate secondo modalità analoghe a quelle descritte per gli impianti nelle Figure 6 e 7. La terza portata q_3 attraversa invece il secondo scambiatore di calore 40 del gruppo di generazione e trasmissione del calore. Le tre portate q_1 , q_2 , q_3 vengono rimescolate alla mandata 8B del circuito idraulico 8 in modo da riformare la portata q del fluido vettore F_v .

La configurazione dell'impianto di Figura 8 consente da un lato di aumentare l'efficienza del ciclo termodinamico ad assorbimento (attraverso lo scambio termico con le portate q_1 e q_2 del fluido vettore F_v) e dall'altro di aumentare lo

scambio termico in corrispondenza del secondo scambiatore 40 del gruppo 2 (scambio termico con la portata q_3 del fluido vettore Fv). Pertanto, attraverso l'impianto 5 nella configurazione di Figura 8, è possibile ottenere i vantaggi raggiungibili con le configurazioni di impianto precedentemente descritte (Fig. 6 e 7)

Dalla descrizione sopra fornita e dalle Figure 6, 7 e 8 è possibile apprezzare la versatilità operativa del gruppo 2 di generazione e trasmissione del calore della macchina 1 secondo la presente invenzione. Ad esempio, il secondo scambiatore di calore 40 del gruppo 2 può essere impiegato per trasferire energia termica all'intera portata del fluido vettore Fv (come negli impianti schematizzati nelle figure 6 e 7) o alternativamente per riscaldare una sola frazione della portata del fluido vettore Fv. Allo stesso tempo, il secondo scambiatore di calore 40 può essere impiegato per trasferire energia termica all'intera portata q di fluido vettore Fv di ritorno dalle utenze 100 (come nell'impianto schematizzato in Figura 6) o alternativamente per riscaldare l'intera portata q di fluido vettore alla mandata dell'impianto di circolazione 8, cioè prima delle utenze 100.

Negli impianti schematizzati nelle Figure 6, 7 e 8, è dunque prevista una macchina ad attivazione termica 1 unicamente preposta al riscaldamento di un fluido vettore Fv destinato a delle utenze 100. Tuttavia, la macchina termica secondo l'invenzione potrebbe essere configurata anche per raffreddare un ulteriore fluido vettore Fv in scambio termico con l'evaporatore 11. A tal proposito, in Figura 9 è schematizzato un impianto 5 comprendente una macchina termica in cui il fluido operativo F_1 circolante nel primo circuito 10 è soggetto ad un ciclo frigorifero ad assorbimento. Attraverso questo ciclo frigorifero, un ulteriore fluido vettore F_{V-RAF} viene raffreddato in corrispondenza dell'evaporatore 11. Il fluido vettore F_{V-RAF} circola in un ulteriore circuito 80 che alimenta delle utenze 200.

Al contempo, la macchina termica dell'impianto 5 di Figura 9, e in particolare il gruppo 2 di generazione e trasmissione del calore, può essere comunque sfruttato per il riscaldamento del fluido vettore Fv che circola in un circuito destinato a una o

più utenze 100. In pratica, la macchina termica dell'impianto 5 di Figura 9 può essere impiegata per riscaldare un fluido vettore F_v e contestualmente per raffreddare un ulteriore fluido vettore F_{v-RAF} .

Si è quindi dimostrato per mezzo della presente descrizione che la macchina ad
5 attivazione termica secondo la presente invenzione permette di raggiungere gli scopi prefissati. In particolare, il gruppo 2 di generazione e trasmissione termica consente, attraverso una sola camera di combustione, di operare in condizioni di carico parziale e di raggiungere, quando richiesto, le condizioni di massimo carico. Sebbene la presente invenzione sia stata chiarita precedentemente per mezzo
10 della descrizione dettagliata di alcune forme di realizzazione rappresentate nelle tavole di disegno, la presente invenzione non è limitata alle forme di realizzazione descritte precedentemente e rappresentate nelle tavole di disegno; al contrario, ulteriori varianti delle forme di realizzazione descritte rientrano nello scopo della presente invenzione, scopo definito dalle rivendicazioni.

RIVENDICAZIONI

- 1) Macchina termica (1) per il riscaldamento di un fluido vettore (F_v), in cui detta macchina termica (1) comprende almeno un circuito (10) in cui circola un primo fluido operativo (F_1) sottoposto ad un ciclo termodinamico ad attivazione termica, caratterizzata dal fatto di comprendere un gruppo (2) di generazione termica comprendente:
- una camera di combustione (20);
 - un primo scambiatore di calore (30) definente un primo volume (31) in comunicazione con detta camera di combustione (20) per essere attraversato da una prima portata (Q_1) di fumi di combustione, e un secondo volume (32) in cui circola detto primo fluido operativo (F_1) circolante in detto circuito (10), in cui detti volumi (31,32) sono separati da una prima parete di scambio termico;
 - un secondo scambiatore di calore (40) definente un primo volume (41) in comunicazione con detto primo volume (31) di detto primo scambiatore (30) per essere attraversato almeno da detta prima portata (Q_1) di fumi in uscita dal detto primo volume (31) di detto primo scambiatore (30), detto secondo scambiatore di calore (40) definendo anche un secondo volume (42) in cui circola un ulteriore fluido, in cui detti volumi (41,42) di detto secondo scambiatore di calore (40) sono separati da una seconda parete di scambio termico, e in cui detto gruppo (2) comprende una linea di by-pass (45) attraverso la quale una seconda portata (Q_2) di fumi di combustione generati in detta camera di combustione (20) può raggiungere direttamente detto primo volume (41) di detto secondo scambiatore di calore (40), detto gruppo (2) comprendendo inoltre mezzi valvolari (50) per regolare detta seconda portata (Q_2) in modo da variare il rapporto (Q_2/Q_1) fra detta seconda portata (Q_2) e detta prima portata (Q_1).
- 2) Macchina termica (1) secondo la rivendicazione 1, in cui detta linea di by-pass (45) comprende una sezione di ingresso (45A) per detti fumi in comunicazione con detta camera di combustione (20) e una sezione di uscita (45B) in

comunicazione con detto primo volume (41) di detto secondo scambiatore (40) e in cui detta linea di by-pass (45) attraversa detto primo volume (31) di detto primo scambiatore (30).

5 3) Macchina termica (1) secondo la rivendicazione 2, in cui detta linea di by-pass (45) comprende una sezione di ingresso (45A) per detti fumi in comunicazione con detta camera di combustione (20) e una sezione di uscita in comunicazione con detto primo volume (41) di detto secondo scambiatore (40) e in cui detta line di by-pass (45) è esterna a detto primo scambiatore (30).

10 4) Macchina termica (1) secondo la rivendicazione 3, in cui detta linea di by-pass (45) è rivestita da mezzi di coibentazione.

5) Macchina termica (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni da 2 a 4, in cui detti mezzi valvolari (50) sono installati in prossimità di detta sezione di uscita (45B).

15 6) Macchina termica (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni da 1 a 5, in cui detti mezzi valvolari (50) impediscono, in una loro configurazione di chiusura, l'uscita di detta seconda portata (Q_2) di detti fumi da detta linea di by-pass (45) e consentono, in una loro configurazione di apertura, l'uscita del valore massimo di detta seconda portata (Q_2) da detta linea di by-pass (45).

20 7) Macchina termica (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni da 1 a 6, in cui detti mezzi valvolari (50) sono modulanti per modulare il valore di detta seconda portata (Q_2) di detti fumi di combustione fra un valore nullo e un valore massima.

25 8) Macchina termica (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni da 1 a 7, in cui detta macchina termica (1) comprende una unità di controllo (ECU) che comanda detti mezzi valvolari (50), in funzione della portata complessiva (Q) di fumi generati all'interno di detta camera di combustione (20).

9) Macchina termica (1) secondo la rivendicazione 8, in cui detta unità di controllo (ECU) comanda detti mezzi valvolari (50) in modo da aumentare detta seconda portata (Q_2) in modo corrispondente all'incremento di detta portata complessiva

(Q).

10) Macchina termica (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni da 1 a 9, in cui detta macchina termica (1) comprende:

- un evaporatore (11) in corrispondenza del quale detto fluido operativo (F_1) viene evaporato ad una prima pressione prestabilita;

- un assorbitore (12) in corrispondenza del quale il fluido operativo (F_1), evaporato attraverso detto evaporatore (11), viene assorbito in una fase liquida dello stesso fluido operativo (F_1);

- una pompa di circolazione (17) per trasferire il fluido operativo (F_1) in fase liquida all'interno di detto secondo volume (32) di detto primo scambiatore di calore (30) di detto gruppo (2) in corrispondenza del quale detta fase liquida viene evaporata ad una seconda pressione prestabilita superiore a detta prima pressione prestabilita;

- un condensatore (15) in corrispondenza del quale detto fluido operativo (F_1), evaporato a detta seconda pressione prestabilita, viene condensato e in cui, in seguito a detta condensazione, almeno una frazione (q_1) della portata di detto fluido vettore (F_v) viene riscaldato.

11) Impianto (5) di riscaldamento comprendente un circuito (8) per la circolazione di un fluido vettore (F_v), in cui detto circuito (8) comprende una o più utenze (100), caratterizzato dal fatto di comprendere una macchina termica (1) secondo la rivendicazione 10.

12) Impianto (5) secondo la rivendicazione 11, in cui la portata di detto fluido vettore (F_v) di ritorno da dette utenze (100) attraversa detto secondo volume (42) di detto secondo scambiatore di calore (40) di detto gruppo (2).

13) Impianto (5) secondo la rivendicazione 12, in cui una prima frazione (q_1) e una seconda frazione (q_2) di detta portata di fluido vettore (F_v) in uscita da detto secondo volume (42) di detto secondo scambiatore di calore (40) sono riscaldate attraverso uno scambio termico con detto fluido operativo (F_1) rispettivamente in corrispondenza di detto condensatore (15) e in

corrispondenza di detto assorbitore (12).

14) Impianto (5) secondo la rivendicazione 11, in cui una prima frazione (q_1) e una seconda frazione (q_2) di detta portata di fluido vettore (F_v) di ritorno da dette utenze (100) sono sottoposte ad un primo riscaldamento attraverso uno scambio termico con detto fluido operativo (F_1) rispettivamente in corrispondenza di detto condensatore (15) e in corrispondenza di detto assorbitore (12), e in cui a seguito di detto primo riscaldamento dette frazioni (q_1, q_2) sono rimescolate in modo da ricostituire detta portata di fluido vettore (F_v), laddove detta portata di fluido ricostituita attraversa detto secondo volume (42) di detto secondo scambiatore di calore (40) per subire un secondo riscaldamento.

15) Impianto (5) secondo la rivendicazione 11, in cui:

- una prima frazione (q_1) di detta portata di fluido vettore (F_v) di ritorno da dette utenze (100) è riscaldata attraverso uno scambio termico con detto fluido operativo (F_1) in corrispondenza di detto condensatore (15);

- una seconda frazione (q_2) di detta portata di fluido vettore (F_v) di ritorno da dette utenze (100) è riscaldata attraverso uno scambio termico con detto fluido operativo in corrispondenza di detto assorbitore (12);

- una terza frazione (q_3) di detta portata di fluido vettore (F_v) di ritorno da dette utenze (100) attraversa detto secondo volume (42) di detto secondo scambiatore (40) per essere riscaldata in seguito ad uno scambio termico con detti fumi di combustione,

in cui a seguito ai rispettivi riscaldamenti, dette frazioni (q_1, q_2, q_3) di detta portata di fluido vettore (F_v) vengono rimescolate per ricostituire detta portata di fluido vettore (F_v) destinata all'alimentazione di dette utenze (100).

16) Impianto (5) secondo la rivendicazione 11, in cui detto impianto comprende un ulteriore circuito (80) in cui circola un ulteriore fluido vettore (F_{v-RAF}) destinato a raggiungere una o più utenze (200), laddove detto ulteriore fluido vettore (F_{v-RAF}) viene raffreddato a seguito di uno scambio termico con detto evaporatore

(11).

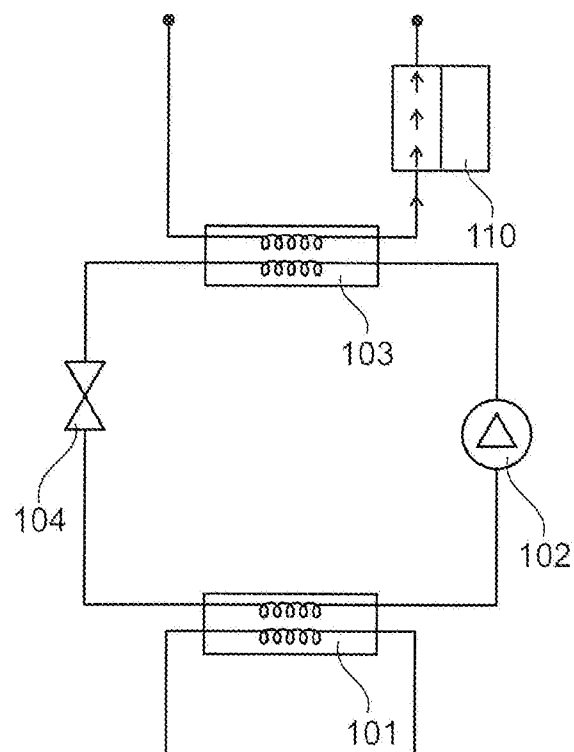


Fig. 1

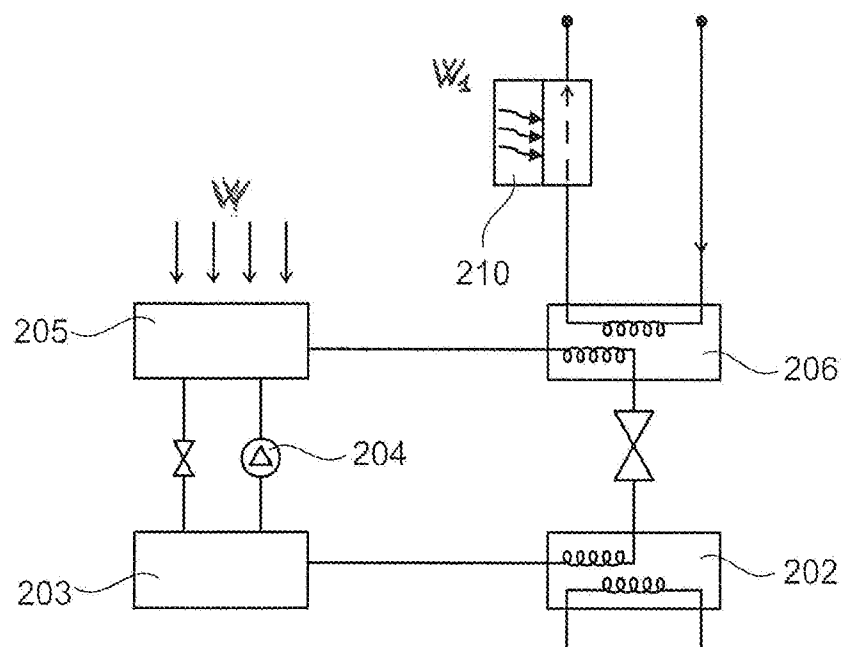


Fig. 2

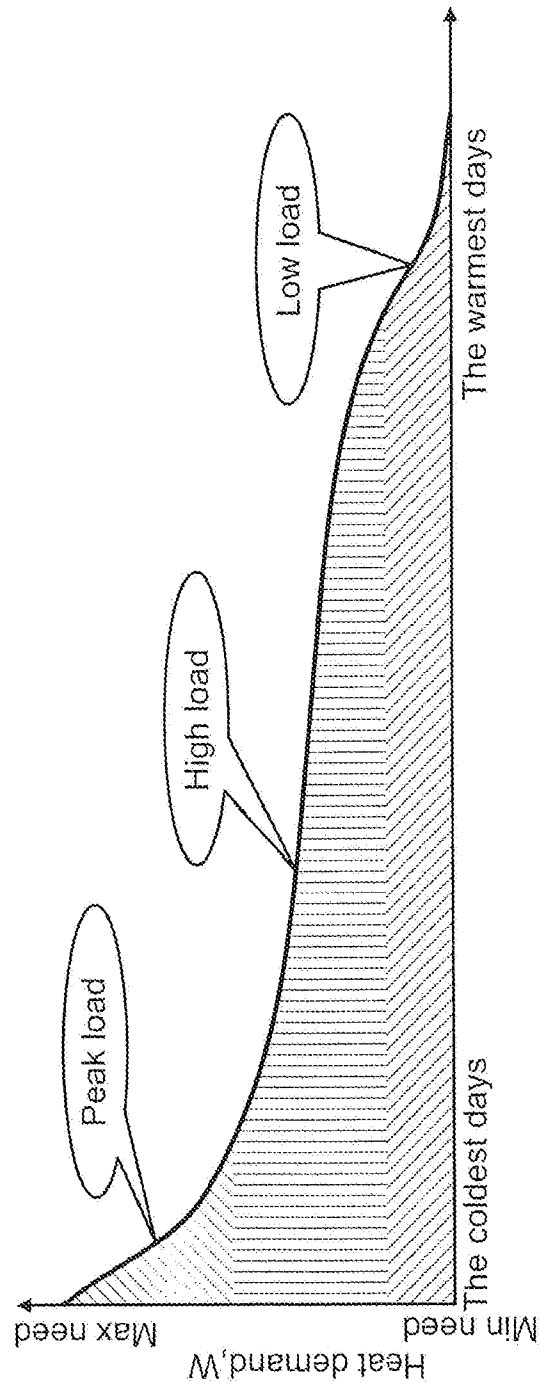


Fig. 3

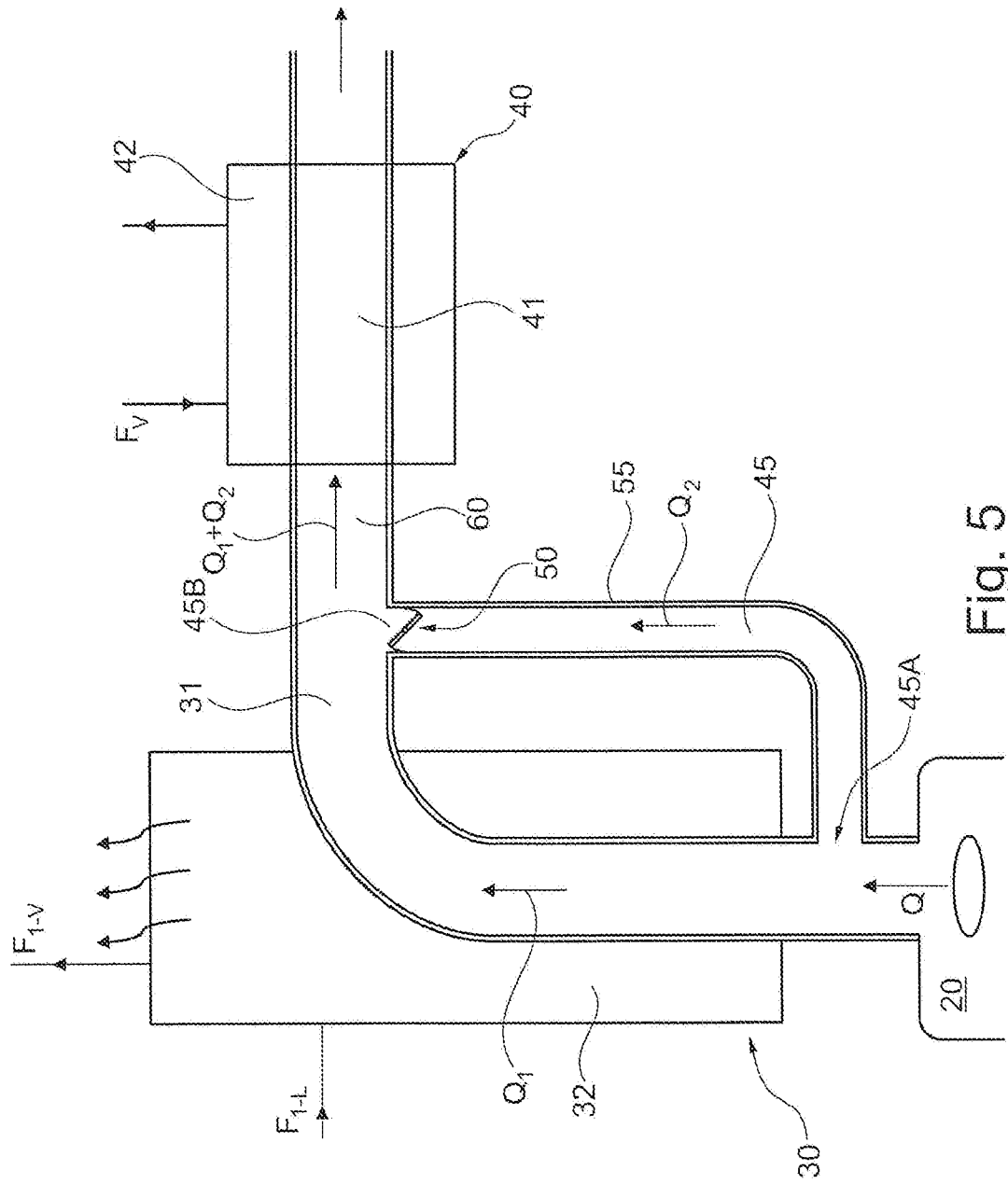


Fig. 5



69

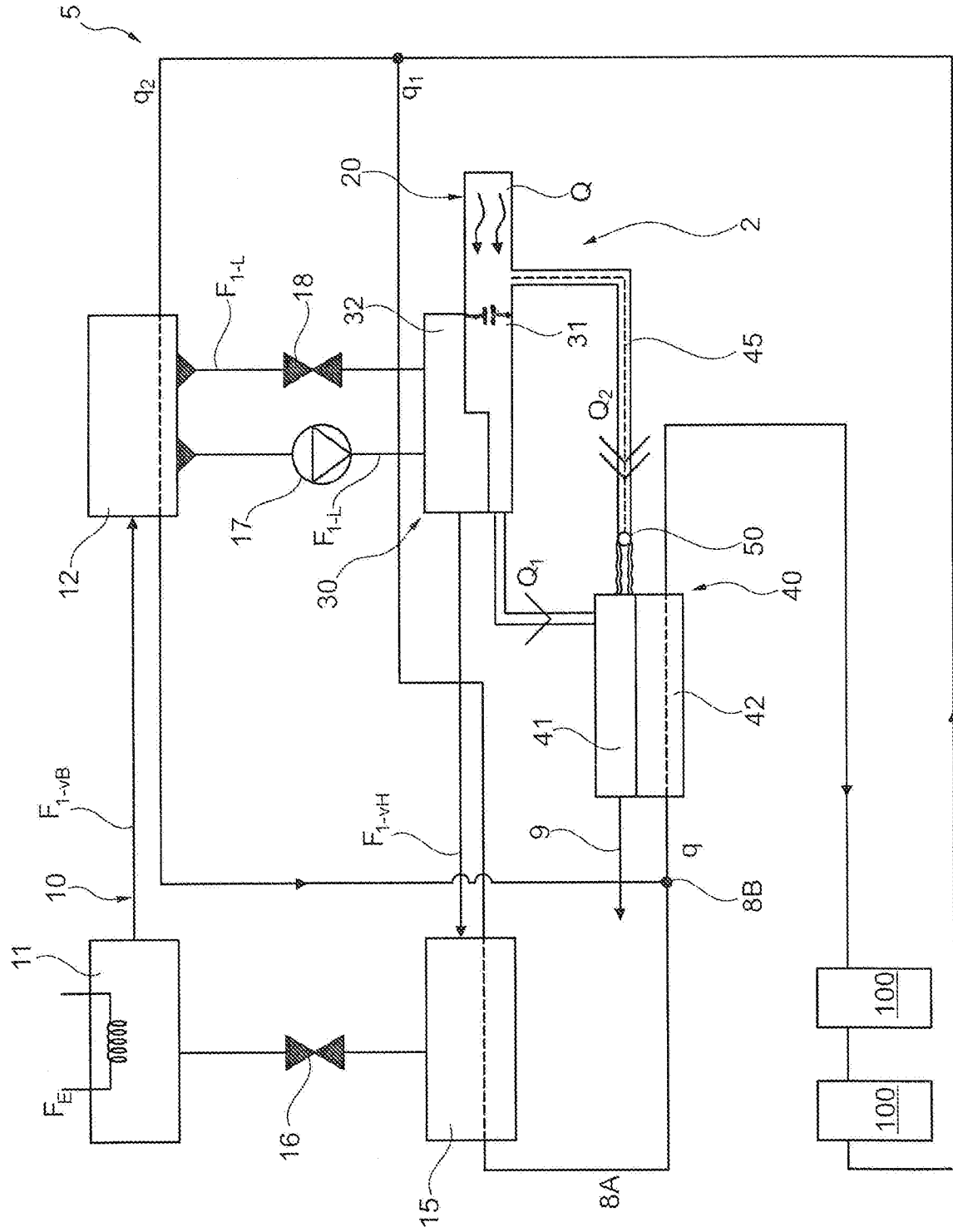


Fig. 7

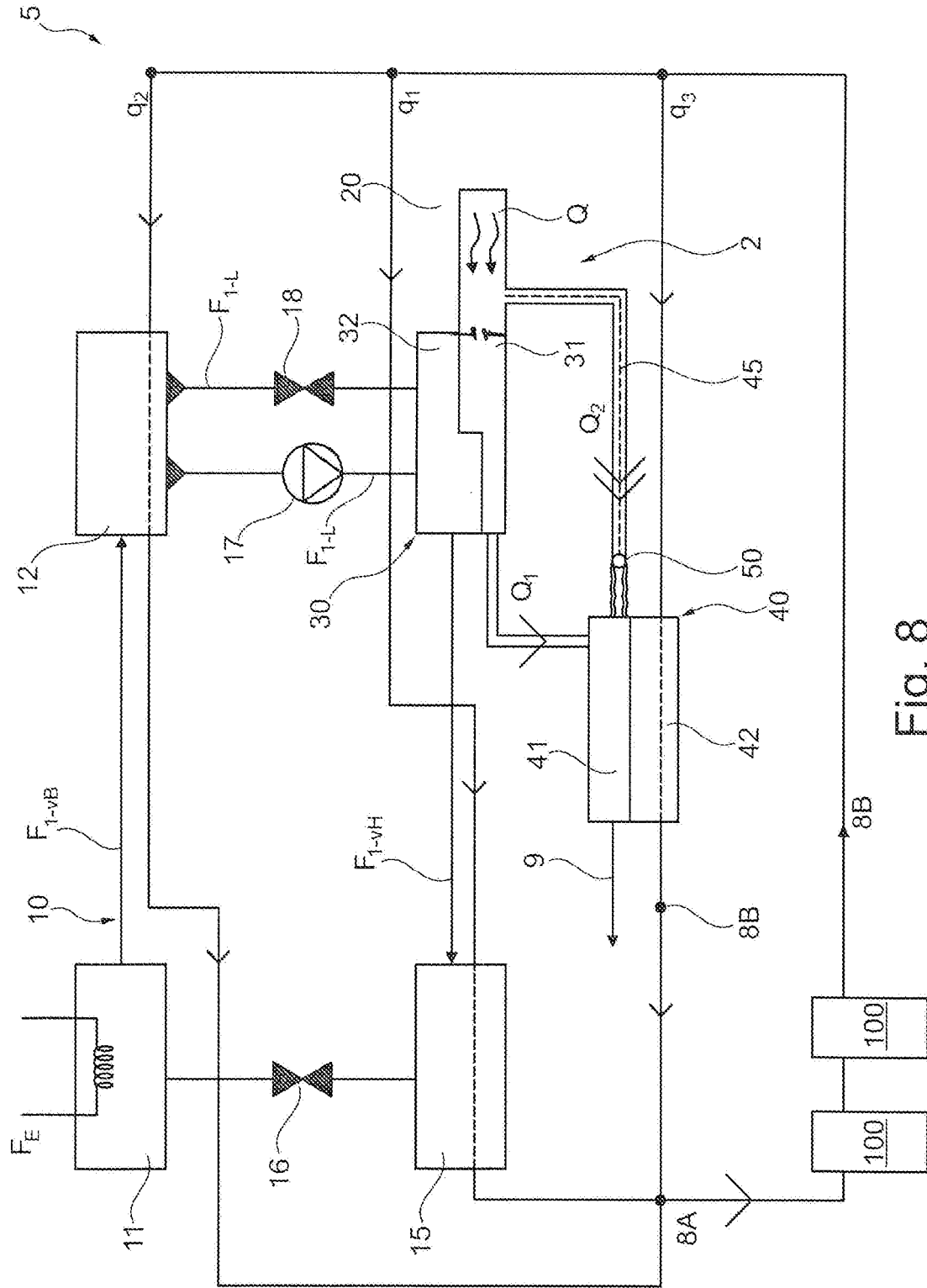


Fig. 8

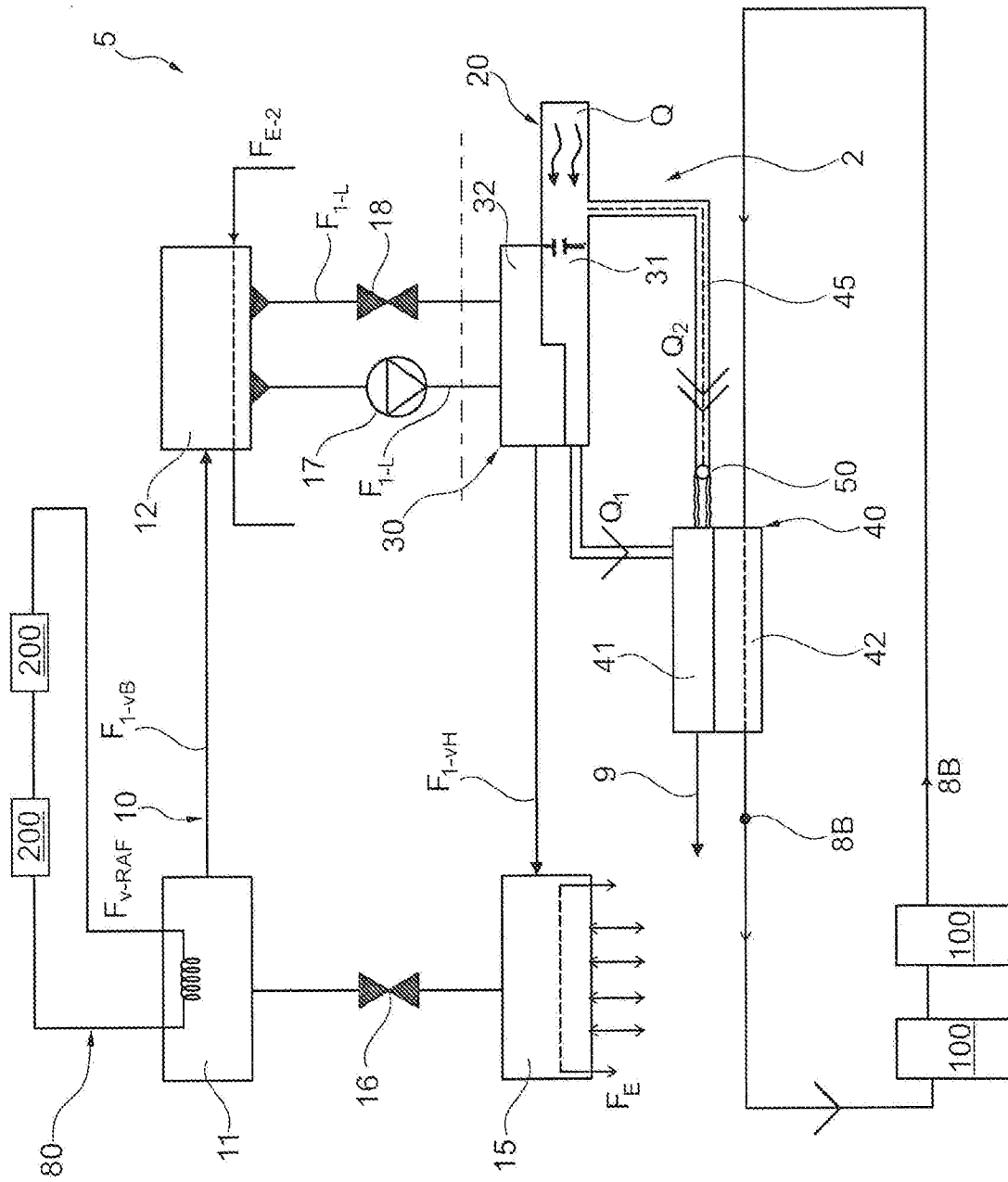


Fig. 9