



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

DOMANDA DI INVENZIONE NUMERO	102009901727522
Data Deposito	29/04/2009
Data Pubblicazione	29/10/2010

Classifiche IPC

Titolo

POMPA DI CALORE AD ASSORBIMENTO CON MODULAZIONE DELLA POTENZA DEL BRUCIATORE



Descrizione di un brevetto d'invenzione a nome:

Marco Guerra - BERGAMO (BG)

Il presente trovato si riferisce a una pompa di calore ad assorbimento con modulazione della potenza del bruciatore.

A27862/
VA/ms

Nelle note pompe di calore per riscaldamento la possibilità di modulazione della potenza termica erogata (e di quella fornita al generatore) rende l'uso di tali macchine molto più flessibile. Ciò deriva in una maggiore facilità di accoppiamento al carico termico del sistema, precisione delle temperature erogate ed in una migliore efficienza legata alla riduzione drastica dei transitori.

Studi di mercato attuali alzano le richieste di efficienza per pompe di calore a modulazione a valori di $COP > 1.6$, e prestazioni stagionali > 1.3 ; La modulazione del bruciatore può quindi arrivare fino al 20% della potenza nominale.

Nella tecnologia ad assorbimento esiste già sul mercato una pompa di calore per riscaldamento modulante. In tal caso la modulazione di potenza della macchina è fino al 50% della potenza del bruciatore.

Quando si modula la potenza del generatore



delle pompe di calore ad assorbimento esistenti si utilizzano organi di laminazione a portata fissa, accettando condizioni di lavoro sub ottimali. Infatti la elevata portata di soluzione povera in uscita dal generatore a cui è fornita una quantità di calore ridotta comporta un aumento della concentrazione di refrigerante in esso contenuto fino a valori da 10 a 20 punti di concentrazione massica. Una soluzione a concentrazione così maggiore comporta flash (effetto legato alla ebollizione del refrigerante conseguente ad un repentino calo di pressione ad un valore inferiore a quello di saturazione del liquido alla concentrazione data) a valle dell'organo di laminazione con diminuzione della temperatura del liquido a valle anche di 35°C. Questo ha come conseguenza un minore recupero di calore nello scambiatore quindi una minore efficienza di ciclo.

In altre pompe modulanti, ad esempio quelle descritte nel brevetto US 6.748.752 quando si modula la potenza del generatore termico le portate della soluzione povera vengono controllate con valvole modulanti (variable flow restrictors) per mantenere i parametri di funzionamento del ciclo nelle condizioni ottimali. Questi dispositivi



presentano fra gli altri i seguenti inconvenienti.

La realizzazione di valvole modulanti è difficoltosa per la precisione richiesta di regolazione su portate di fluido generalmente di valore assoluto molto basso (da 45kg/h in funzionamento a pieno carico a 9kg/h con funzionamento a carico parziale).

Esse sono inoltre sensibili allo sporco proveniente dal fondo del generatore di vapore.

Inoltre presentano un costo elevato e necessitano di un attuatore, tipicamente elettronico/elettromeccanico ulteriore.

Un ulteriore inconveniente derivante dalla modulazione è che la bassa portata di liquido (quando la valvola permette il passaggio solo di basse portate) comporta che sia gli scambiatori a film, sia quelli tradizionali, non riescano a lavorare correttamente. In tal caso le efficienze precipitano a valori molto bassi (rendendo vana la modulazione di portata).

Scopo della presente innovazione è quello di fornire una pompa di calore che non presenti un importante decadimento dell'efficienza in presenza di modulazione della potenza del generatore, fino al 20% della potenza nominale.



Questi ed altri scopi vengono raggiunti realizzando una pompa di calore secondo gli insegnamenti tecnici delle annesse rivendicazioni.

Vantaggiosamente la pompa in questione è anche in grado di lavorare con un ottimo grado di efficienza effettivo anche in condizioni estreme ovvero a temperature esterne molto basse e in presenza di richieste di acqua molto calda ($>65^{\circ}\text{C}$)

Ulteriori caratteristiche e vantaggi del trovato risulteranno evidenti dalla descrizione di una forma di realizzazione preferita ma non esclusiva della pompa di calore, illustrata a titolo esemplificativo e quindi non limitativo nei disegni allegati, in cui l'unica figura mostra uno schema semplificato della pompa di calore del presente trovato.

Con riferimento alle figure citate, viene mostrato una pompa di calore complessivamente indicata con il riferimento numerico 1.

Essa opera secondo un ciclo che utilizza come refrigerante un primo fluido e nel caso specifico ammoniaca, che viene fatta assorbire in un secondo fluido che in questo caso è acqua. La pompa di calore ad assorbimento prevede un convenzionale generatore 2 o desorbitore presentante un



bruciatore a gas 35 alettato, che alimenta una convenzionale colonna a piatti 36. Il bruciatore 35 presenta un modulo di controllo 35A della potenza erogata.

La colonna a piatti 36 è collegata a un rettificatore 33, che verrà descritto in seguito. L'uscita di vapore del generatore, rettificata, è connessa tramite una prima linea 3 a un condensatore 4 di tipo convenzionale, posto in contatto di scambio termico con un fluido di trasmissione che alimenterà l'impianto di riscaldamento. Tale fluido è tipicamente acqua sospinta nell'impianto da una pompa non mostrata.

A valle del condensatore 4, su una seconda linea 6 che tramite una valvola di laminazione 5 connette il condensatore ad un evaporatore 7, è previsto uno scambiatore di calore 34 in controcorrente che scambia calore con il vapore circolante in una terza linea 8 che connette l'evaporatore 7 ad un'entrata 10B di un assorbitore 10. A monte dello scambiatore 34 è prevista una ulteriore valvola di laminazione 36.

Come già detto un'uscita 7B dell'evaporatore è connessa dalla terza linea 8 ad un ingresso di vapore 10B di detto primo fluido nell'assorbitore



10, e precisamente in una zona di mescolamento 9.

L'assorbitore 10 prevede un'uscita di soluzione arricchita 10C (acqua assorbita nell'ammoniaca) connessa con uno scambiatore 13 di calore in contatto di scambio termico con il fluido di trasmissione dell'impianto di riscaldamento.

Un'uscita 13B dello scambiatore è connessa ad un'aspirazione di una convenzionale pompa 14 una cui mandata è connessa tramite una quarta linea 15 ad un ingresso 16 di un circuito 16A,16B in contatto di scambio termico con l'assorbitore 10.

La quarta linea 15 è posta in contatto di trasmissione termica con il rettificatore 33 a cui la soluzione ricca di ammoniaca sottrae calore per favorire la condensazione dei vapori d'acqua.

Il circuito 16A,16B provvede a sottrarre calore dall'assorbitore cedendolo così alla soluzione ricca proveniente dalla pompa 14 prima che essa venga immessa nel generatore 2. Tale circuito è diviso in due parti solo per motivi di descrizione. Infatti nella prima parte del circuito 16A la soluzione ricca innalza la sua temperatura, mentre nella seconda parte 16B l'ammoniaca presente nella soluzione inizia ad evaporare (alla pressione presente nel circuito 16A,B) anticipando in



sostanza il lavoro fatto del generatore 2. Comunemente la parte di assorbitore interessata dalla parte 16B del circuito è chiamata GAX.

Una quinta linea 18 che si diparte dallo scambiatore 10 connette un'uscita del circuito 16A,16B con un ingresso di soluzione arricchita 2B di ammoniaca (e vapori di ammoniaca) nel generatore 2.

Alla base del generatore, in prossimità del bruciatore 35 è prevista un'uscita 2C dalla quale una soluzione povera di ammoniaca, dopo aver ceduto calore ai fluidi presenti nel generatore in una porzione centrale 2D dello stesso, tramite una sesta linea 19 munita di almeno una valvola di laminazione 30 viene indirizzata ad un ingresso di soluzione povera 10A previsto nell'assorbitore 10.

Secondo la presente invenzione la linea 19, che si diparte dalla porzione centrale 2D del desorbitore, presenta una valvola di laminazione 41, a valle della quale è previsto uno scambiatore intermedio 40, preferibilmente del tipo a controcorrente, il quale permette lo scambio di calore fra la soluzione povera presente nella linea 19 e la soluzione ricca che scorre nella linea 18 proveniente dall'assorbitore 10 e diretta verso il



desorbitore 2.

La pressione a cui viene portata la soluzione povera dalla valvola 41 è un valore intermedio fra la pressione del generatore 2 e la pressione dell'assorbitore 10, consentendo di ridurre il flash alla prima valvola 41 nella maggior parte delle condizioni di lavoro della pompa di calore, poiché la pressione intermedia a valle della valvola 41 fa sì che la soluzione si trovi sotto il punto di ebollizione. Vantaggiosamente nello scambiatore di calore intermedio 40 la soluzione povera cede calore alla soluzione ricca in ingresso al generatore. Pertanto la soluzione povera si raffredda. Questo consente di evitare fenomeni di flash anche a valle di tale valvola 30. A valle della valvola 30 la temperatura della soluzione è a valori simili a quelli che si avrebbero avuti in caso di flash senza lo scambiatore 40, ma la soluzione è tutta in fase liquida, e, avendo ceduto una parte di calore alla soluzione ricca diretta al desorbitore, consente il miglioramento dell'efficienza.

Il sistema proposto ha prestazioni molto elevate di ciclo quando questo si trova in condizioni nominali (effetto GAX), e in condizioni



di modulazione permettere il mantenimento di una portata di soluzione povera tale da mantenere sempre ben distribuito il flusso e bagnate le superfici dell'assorbitore 10, la cui efficienza è molto influenzata dal flusso massico in esso transitante.

Si è verificato che un sistema del genere permette di ottenere delle prestazioni migliori rispetto a pompe di calore tradizionali che non presentano il sistema qui descritto.

A titolo di esempio si è verificato che per valori di modulazione del generatore al 50% si ottiene un miglioramento dell'efficienza rispetto alle pompe ad assorbimento tradizionali di circa il 10%, valore che sale via via sino al 35% per percentuali di modulazione intorno al 30% del carico nominale.

Nel caso in cui lo scambiatore intermedio 40 sia del tipo a tubo in tubo, in cui nel condotto anulare scorre la soluzione povera della linea 19, è possibile dimensionare la sezione anulare di passaggio in modo tale che quando tale sezione è alimentata dalla portata massima di liquido, si verifichino all'uscita dello scambiatore piccole perdite di carico (da 0.2 a 0.5bar, preferibilmente



0.35bar). Tale perdita di carico non influisce negativamente sul funzionamento a pieno carico dato che comunque il fluido dovrà passare per la valvola di laminazione 30 che riduce la pressione di alcuni bar.

Nel caso limite di flash a cavallo della prima valvola di laminazione 41 [ad esempio per carichi al generatore <25% della potenza nominale] la portata massica di soluzione resterebbe circa invariata, ma certamente non quella volumetrica. La portata volumetrica (bifasica) nel condotto anulare aumenterebbe di molto (almeno fino che il vapore da flash non è ricondensato per il raffreddamento dovuto allo scambio di calore nello scambiatore 40) provocando perdite di carico anche di alcuni bar (in funzione della geometria dello scambiatore e del flash).

La seconda valvola di laminazione 30 presenterebbe in ingresso una pressione ridotta, e poiché le valvole di laminazione sono orifizi calibrati la cui portata è funzione principale (oltre che della geometria) del salto di pressione ai due estremi, la portata risultante sarà minore. Si otterrà così un sistema statico di regolazione automatica della portata.



Questo sistema consente di gestire le condizioni estreme di modulazione e pressioni di evaporazione basse. Quindi consente di mantenere prestazioni elevate anche in modulazione spinta, ed infine elevati COP stagionali.

A differenza della tecnica nota non sono poi presenti organi in movimento e asservimenti elettrici.

Ciò riduce la complessità del sistema, ne diminuisce i costi e soprattutto ne aumenta la flessibilità.

Secondo una forma particolare della presente invenzione è presente un sistema (non necessariamente previsto e quindi opzionale) per tenere più 'fredda' la parte alta della colonna a piatti del desorbitore e diminuire il carico del rettificatore. Per fare ciò si aumentare la portata e/o la concentrazione di NH_3 della soluzione ricca in ingresso al generatore 2. Questo si può fare spillando parte del refrigerante liquido in uscita dal condensatore, e mediante l'effetto trascinamento di un iniettore liquido-liquido miscelarlo alla linea della soluzione ricca entrante nel generatore.

Il sistema opzionale, prevede che fra



l'ingresso 16 del circuito composto dalla prima e seconda parte 16A, 16B e l'ingresso di soluzione arricchita 2B del generatore è previsto un punto di immissione 22 o apporto di vapore condensato (ammoniaca liquida) nella soluzione ricca di ammoniaca.

Il punto di immissione 22 può essere predisposto in varie posizioni dell'impianto una delle quali, particolarmente vantaggiosa, è rappresentata nella figura allegata. Un primo punto di immissione è rappresentato in linea tratteggiata e indicato con il riferimento 22. In tale soluzione la linea di prelievo 20 che si diparte da punto di prelievo 24, prosegue lungo il tratto 20 e si immette vantaggiosamente nel venturi 22 rappresentato in figura. Esso è posto in un tratto del circuito a valle della seconda parte 16B del circuito.

L'immissione di refrigerante spillato all'interno del flusso di soluzione "costa" in termini di potenza della macchina (portata di refrigerante all'evaporatore). Questo costo si può minimizzare ottenendo in certe condizioni un vantaggio.

Tale punto di immissione risulta



particolarmente vantaggioso quando localizzato in un punto del circuito 16A, 16B in cui la soluzione in esso presente ha una temperatura vicina a quella della temperatura risultante dalla miscelazione dei due flussi, ovvero quello di refrigerante e quello di soluzione. Infatti la miscelazione adiabatica di due flussi liquidi [ad es: 44% NH₃ nella soluzione, 99% NH₃ nel refrigerante] risulta in un flusso a temperatura maggiore delle due temperature in ingresso.

Tale temperatura ottimale è compresa tra 60°C e 90°C, preferibilmente tra 70° e 80°.

Se la portata del bypass di refrigerante è ad esempio del 10% del refrigerante, l'aumento della concentrazione di ammoniaca nella soluzione ricca può aumentare di un valore compreso fra il 2 e 4%. Questo implica che il rigeneratore GAX (secondo tratto 16B del circuito) inizia a fare ribollire la soluzione ad una temperatura minore di 4°C e 6°C, rispetto a quando la concentrazione di ammoniaca nella soluzione è minore. Ad esempio per una concentrazione di ammoniaca nella soluzione del 44% la temperatura di ebollizione a 20 bar è di 103°C. Aumentando con la linea di bypass 20, 20A, 20B la concentrazione al 47% la temperatura di ebollizione



scende a 97°C alla stessa pressione. Il vapore rigenerato "recupera" così la spesa sostenuta per il bypass.

Ciò si traduce però in un abbassamento della temperatura della colonna del desorbitore e del rettificatore di circa $10 - 15^{\circ}\text{C}$, con notevoli benefici.

Ne risulta che a parità di potenza all'evaporatore si ha un maggior "carico" al condensatore (che deve quindi essere leggermente sovradimensionato). Si ha tuttavia un minore carico al rettificatore e al generatore, che lavorano a temperatura più bassa.

Questa situazione diventa molto interessante proprio quando sono richieste alte ($>65^{\circ}\text{C}$) temperature dell'acqua dell'impianto di riscaldamento o per la generazione di acqua sanitaria. In tal caso le pompe di calore convenzionali generano pressioni e temperature che fanno "lavorare" al limite la colonna del desorber portando il carico del rettificatore a livelli critici, riducendo drasticamente la portata di refrigerante inviata al condensatore (anche perché il rigeneratore GAX a tali alte pressioni non rigenera vapore di refrigerante). L'aumento delle



superfici di scambio non migliora la situazione e ad alte temperature il rischio di corrosioni superficiali aumenta. Il bypass di refrigerante, come spiegato in precedenza, aumenta le concentrazioni della soluzione ricca estendendo di fatto le condizioni di lavoro del sistema.

Qualora ricorrano determinate condizioni di temperatura e pressione, l'iniezione o apporto di refrigerante alla soluzione ricca può avvenire, in alternativa a quanto descritto in precedenza, in un punto posto fra la prima 16A e la seconda parte del circuito 16B. Tale soluzione non è rappresentata in figura, ma i benefici ottenibili sono sostanzialmente gli stessi.

Nelle due forme di realizzazioni descritte l'iniezione o apporto di refrigerante avviene preferibilmente mediante un venturi che consente al refrigerante di esser 'risucchiato' nella soluzione. Tuttavia l'iniezione può essere effettuata con qualsiasi altro mezzo idoneo.

La linea 20 di alimentazione del refrigerante, oltre a prevedere per entrambe le implementazioni di cui sopra, una valvola di non ritorno di refrigerante 32, può prevedere una elettrovalvola o simile che esclude completamente la linea di by-



pass, permettendo quindi un utilizzo del tutto convenzionale della pompa di calore.

Si è visto come introducendo la modifica circuitale sopra descritta la pompa di calore opera in un'ampia varia di condizioni, con rendimenti molto più alti rispetto alle pompe di calore convenzionali, specialmente quando tali condizioni sono estreme.

Si sono descritte varie forme di realizzazione dell'invenzione ma altre potranno essere concepite sfruttando lo stesso concetto innovativo. Tutte le componenti descritte potranno essere sostituite da elementi tecnici equivalenti. Inoltre il refrigerante e il liquido in cui esso viene assorbito potranno essere qualsiasi in conformità con le esigenze tecniche richieste.



RIVENDICAZIONI

1. Pompa di calore ad assorbimento comprendente un generatore (2) o desorbitore associato ad un dispositivo per modularne la potenza (35A), il desorbire generando del vapore di un primo fluido alimentato tramite una prima linea (3) a un primo condensatore (4) in contatto di scambio termico con un fluido di trasmissione, a valle del condensatore essendo prevista una seconda linea (6) prevista in ingresso a un evaporatore (7) la seconda linea (6) prevedendo almeno una prima valvola di laminazione (5), un'uscita (7B) dell'evaporatore essendo connessa da una terza linea (8) ad un ingresso di vapore (10B) di detto primo fluido in un assorbitore (10), l'assorbitore (10) prevedendo un'uscita di una soluzione arricchita (10C) di detto primo fluido assorbito in un secondo fluido, l'uscita (10C) essendo connessa con uno scambiatore (13) di calore in contatto di trasmissione termica con il fluido di trasmissione, un'uscita (13B) dello scambiatore essendo connessa ad un'aspirazione di una pompa (14) una cui mandata è connessa da una quarta linea (15) ad un ingresso (16) di un circuito (16A, 16B) in contatto di trasmissione termica con l'assorbitore (10), una



quinta linea (18) connettendo detto circuito (16A, 16B) con un ingresso di soluzione arricchita (2B) nel generatore (2), il generatore prevedendo un'uscita di soluzione povera (2C) connessa da una sesta linea (19) munita di almeno una valvola di laminazione (30) ad un ingresso di soluzione povera (10A) previsto nell'assorbitore (10), caratterizzato dal fatto che è previsto uno scambiatore intermedio (40) atto a porre in contatto di scambio termico i fluidi presenti nella sesta linea (19) e nella quinta linea (18).

2. Pompa secondo la rivendicazione precedente in cui prima dell'ingresso dello scambiatore intermedio (40), sulla sesta linea (19) è prevista una valvola di laminazione (41) atta ad abbassare la pressione della soluzione povera nello scambiatore intermedio (40).

3. Pompa secondo la rivendicazione 1, in cui lo scambiatore è a tubi concentrici e nel passaggio anulare scorre la soluzione povera, la sezione del passaggio anulare essendo calibrata in modo da fornire una leggera perdita di carico all'uscita dello scambiatore, quando esso viene attraversato esclusivamente da liquido e alla massima portata consentita dalla pompa di calore.



4. Pompa secondo la rivendicazione precedente in cui la leggera perdita di carico è compresa tra 0.05 e 0.5 bar.

5. Pompa secondo una o più delle rivendicazioni precedenti in cui fra l'ingresso (16) del circuito (16A, 16B) e l'ingresso di soluzione arricchita dello scambiatore intermedio (40) è previsto un punto di immissione (22) di vapore condensato di detto primo fluido circolante nel circuito (16A, 16B).

6. Pompa di calore secondo una o più delle rivendicazioni precedenti in cui il vapore condensato è prelevato in un punto di prelievo (24) posto direttamente a valle del condensatore tramite una linea di prelievo (20).

7. Pompa di calore secondo una o più delle rivendicazioni precedenti in cui sulla linea di prelievo (20), fra il punto di prelievo e il punto di immissione è prevista una valvola di non ritorno (21).

8. Pompa di calore in cui detto punto di immissione è previsto tra una prima (16A) e una seconda (16B) porzione di detto circuito.

9. Pompa di calore in cui detto punto di immissione è previsto a valle della seconda



porzione di circuito (16B) al di fuori dell'assorbitore (10).

10. Pompa di calore in cui detta linea di prelievo presenta una valvola (32) atta ad escluderla.

11. Pompa di calore in cui fra generatore (2) e condensatore (4) è previsto un rettificatore (32) in contatto di scambio termico con il fluido uscente dalla pompa (15).

12. Pompa di calore in cui la sesta linea (19) è in contatto di scambio termico con una porzione centrale (2D) del generatore.

13. Metodo per migliorare il rendimento di pompe di calore ad assorbimento in condizioni di modulazione della potenza del desorbitore caratterizzato dal fatto di effettuare uno scambio di calore tra la soluzione ricca prima del suo ingresso nel desorbitore e la soluzione povera prelevata dal desorbitore prima che quest'ultima venga immessa nel desorbitore.

14. Metodo secondo la rivendicazione precedente in cui prima di scambiare il calore la pressione della soluzione povera viene abbassata ad un valore intermedio fra la pressione del desorbitore e dell'assorbitore.



15. Metodo secondo la rivendicazione 13 in cui viene spillato del refrigerante a valle del condensatore e miscelato alla soluzione ricca dopo che quest'ultima è stata almeno parzialmente riscaldata dall'assorbitore e prima che la stessa scambi calore con la soluzione povera.

16. Metodo secondo la rivendicazione precedente in cui il refrigerante viene spillato tra il condensatore e l'evaporatore.

17. Metodo secondo una o più delle rivendicazioni precedenti in cui il refrigerante viene miscelato alla soluzione ricca in un punto in cui la differenza fra la temperatura della soluzione prima del mescolamento e la temperatura risultante dal mescolamento di soluzione e refrigerante è compresa fra -5°C e 5°C .

18. Metodo secondo una o più delle rivendicazioni precedenti in cui detto spillamento può essere escluso a secondo delle condizioni di lavoro della pompa.

1/1

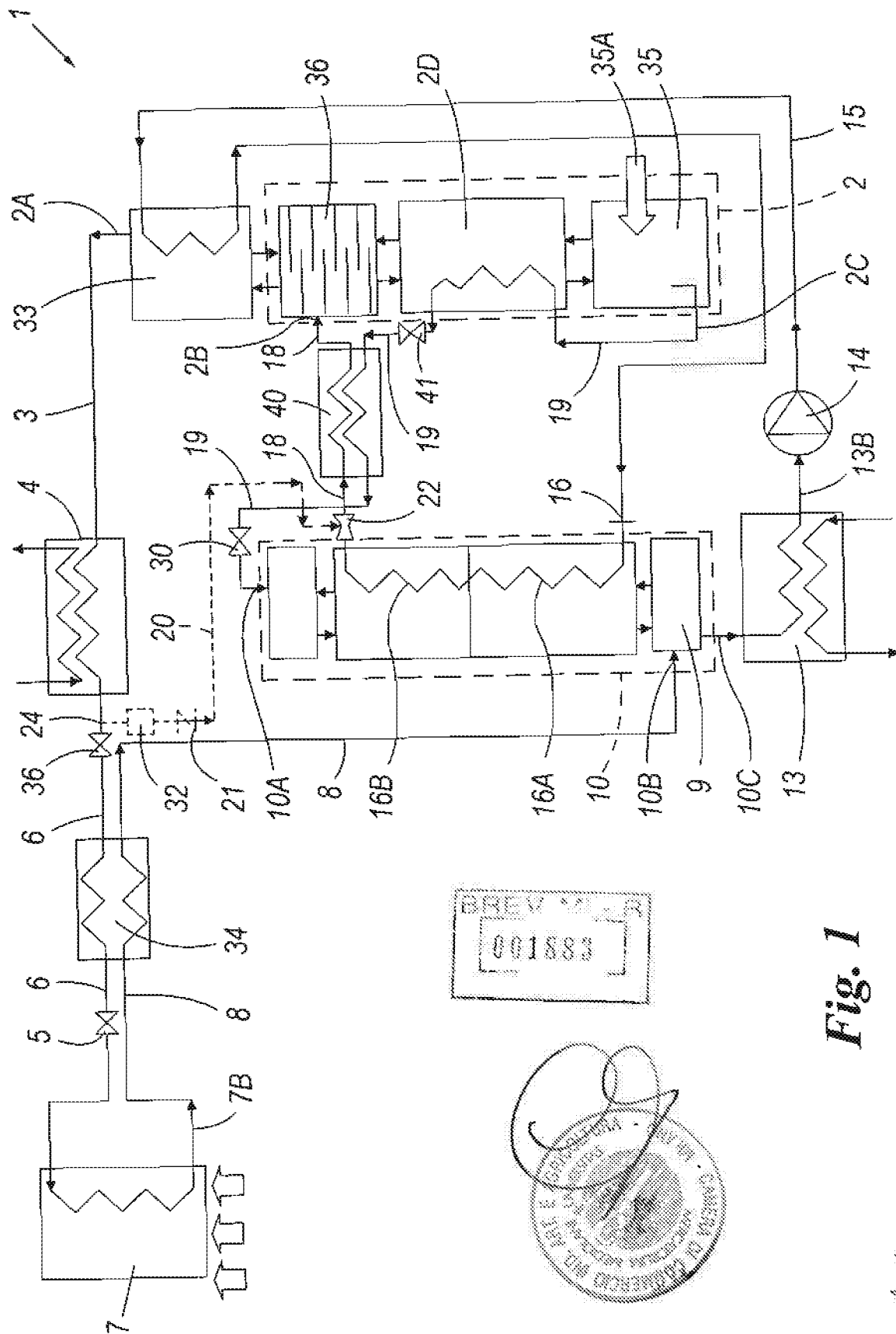
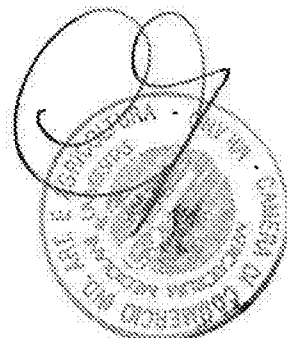


Fig. 1

BREV. 2009/001883



DR. ING. ANTONIO V. VILLOSI
 10/10/2009 10:00:00