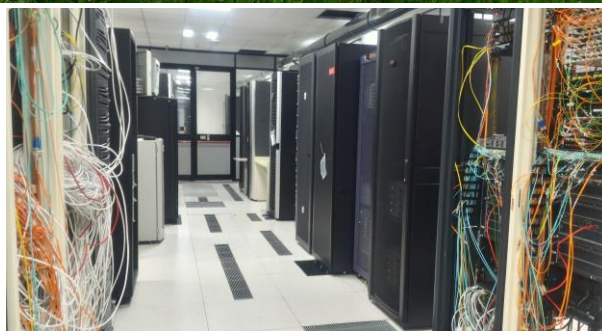


ASPETTI ENERGETICI E PRESTAZIONALI RIGUARDANTI LA CONDUZIONE E LA MANUTENZIONE DEGLI IMPIANTI DI RAFFREDDAMENTO DEI CED



A cura di Mauro Marchetti (INFN - LNF)
Paolo Tuscano (INFN - LNF)

INDICE

1) DEFINIZIONI FORMALI	3
2) GENERALITA'	3
3) CICLO DI CARNOT.....	4
4) IL CICLO FRIGORIFERO REALE	8
4.1. Descrizione del ciclo frigorifero reale sui diagrammi T-s e p-v:	9
4.2. Approfondimento tecnico sul diagramma p-h per gas R22:.....	10
5) PERDITE DI RENDIMENTO	12
5.1. Sporramento dell'unità esterna	12
5.2. Sporramento dell'unità interna	13
6) SCHEMA DI PRINCIPIO E FUNZIONAMENTO.....	15
7) SCAMBIATORI.....	16
8) PORTATA FLUIDO TERMOVETTORE	17
9) FLUIDI REFRIGERANTI	18
9.1. Proprietà dei fluidi in gioco:.....	18
9.2. Breve storia dei refrigeranti:.....	19
9.3. Quadro normativo per i refrigeranti	20
10) OLI LUBRIFICANTI	24
10.1. Caratteristiche:	24

1) DEFINIZIONI FORMALI

Responsabile dell'impianto: Soggetto responsabile dell'esercizio e della manutenzione dell'impianto termico, il cui nominativo e la cui firma sono riportati sul libretto di centrale (per esempio: proprietario, oppure occupante l'unità immobiliare, oppure amministratore, oppure terzo responsabile). È responsabile della sicurezza, dell'uso razionale dell'energia, della salvaguardia dell'ambiente e delle attività di esercizio, conduzione e manutenzione.

Esercizio: L'esercizio è l'attività più vicina all'utente finale e quindi mira ad ottenere le condizioni di comfort. Implica quindi l'impostazione ed il monitoraggio di parametri tipici (come temperatura ed umidità), manovre di accensione e spegnimento stagionali (anche in funzione delle esigenze) ed impostazione delle fasce orarie.

Conduzione: Insieme delle operazioni necessarie per il normale funzionamento dell'impianto termico, che non richiedono l'uso di utensili né di strumentazione al di fuori di quella installata sull'impianto. Si tratta di un monitoraggio periodico dei parametri di funzionamento più profondi, come quelli che caratterizzano i vari componenti di tutto il sistema, tra cui rientrano anche i parametri di regolazione.

Manutenzione: Insieme degli interventi necessari per garantire nel tempo la sicurezza e la funzionalità e conservare l'efficienza dell'impianto entro i limiti prescritti. L'attività comprende interventi di routine anche previsti da leggi, interventi preventivi come sostituzioni periodiche di parti di consumo (normalmente indicate nei piani di manutenzione) nonché riparazioni di guasti improvvisi.

2) GENERALITA'

Nell'ambito della climatizzazione si distinguono due tipologie di carico termico, una dipendente dalla temperatura (caso tipico del carico climatico) e l'altra indipendente dalla temperatura (caso tipico del calore di processo prodotto indipendentemente dalle condizioni esterne). L'influenza delle condizioni dell'ambiente esterno continua ad esistere anche in questi casi ma è in generale trascurabile rispetto al carico di processo.

Benché lo schema impiantistico sia sostanzialmente lo stesso, al livello di conduzione si possono apprezzare delle differenze.

Nel caso del carico climatico, infatti, il flusso termico cambia continuamente in funzione della differenza di temperatura tra interno ed esterno e questa variazione si ripercuote sui ΔT delle macchine e di eventuali scambiatori intermedi, con la conseguenza che non potendo avere dei valori di riferimento per tutte le condizioni è più difficile distinguere un transitorio da una condizione stabile.

Questo caso è descrivibile con un'analogia della legge di ohm scritta in funzione del flusso:

$$P = \frac{\Delta T_{int.-est.}}{R_{pareti}} = \frac{\Delta T_{scamb.}}{R_{scamb.}}$$

Nel caso del carico di processo invece sono i ΔT che si adattano al carico, quindi essendo questo costante, se sono costanti anche le portate dei fluidi e il numero dei terminali in funzione, i ΔT saranno anch'essi costanti.

Invertendo la relazione precedentemente descritta è possibile esprimere i ΔT in funzione delle altre 2 variabili:

$$\Delta T_{scamb.} = P \cdot R_{scamb.}$$

I CED rientrano ovviamente nella seconda tipologia.

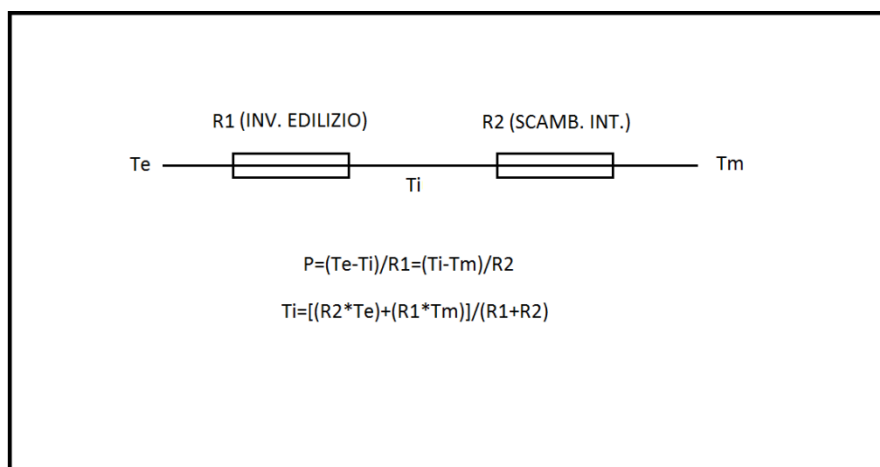


Figura 1: analogia elettrica del flusso termico

3) CICLO DI CARNOT

Per il Principio 0 della Termodinamica, sappiamo che il calore fluisce spontaneamente da corpi a temperatura maggiore verso corpi a temperatura minore. Il processo inverso non può avvenire spontaneamente ma, tramite l'utilizzo di apposite macchine, è comunque possibile invertire il verso dello scambio termico. Diversamente da altri casi della fisica i due processi sono spiegati da leggi completamente diverse. Una implicazione pratica di questa differenza è che il processo di partenza è "gratuito" (quindi senza lavoro speso dall'esterno) mentre il processo inverso richiede il dispendio di energia meccanica (o di lavoro meccanico/elettrico). Da qui nasce l'importanza di definire il concetto di *rendimento* in termini energetici.

In realtà la definizione di *rendimento termico* nasce con i cicli motore, i quali descrivono il funzionamento di macchine che, assorbendo calore da una prima sorgente termica a temperatura più alta e cedendolo ad una seconda sorgente termica a temperatura più bassa, riescono a ricavare una certa quantità di energia sotto forma di lavoro meccanico. Si può dimostrare che l'energia meccanica ricavata è pari alla differenza tra il calore assorbito e quello ceduto ($\Delta E_{mecc} = Q - L$).

Il modo più semplice per spiegare quanto detto è descrivere il ciclo di Carnot (operante con gas perfetti), cioè un ciclo termodinamico ideale composto da due trasformazioni adiabatiche (senza scambio di calore con l'ambiente esterno e con scambio di lavoro meccanico) e due isoterme (con scambio di calore e di lavoro con l'esterno).

La figura seguente mostra sui piani termodinamici p-v e T-s le trasformazioni appena descritte che compongono il ciclo ideale di Carnot:

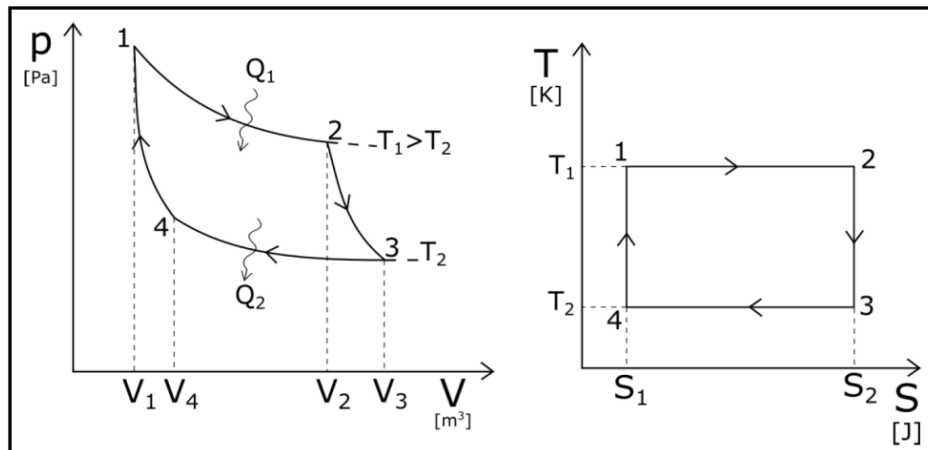


Figura 2: rappresentazione di un ciclo di Carnot sui diagrammi p-v e T-s

Nel bilancio energetico del ciclo (in termini di sommatorie di calore e lavoro scambiati), i lavori scambiati lungo le due adiabatiche si annullano perché uguali ed opposte (i calori scambiati sono nulli per definizione), lasciando il contributo alla variazione di energia unicamente alle due isoterme; Il lavoro risultante è quindi pari solo alla differenza dei lavori scambiati lungo le due trasformazioni isoterme; ma poiché lungo le isoterme il calore scambiato è uguale al lavoro (essendo costante la temperatura e quindi nulla la variazione di energia interna) possiamo concludere che il lavoro ricavato è uguale alla differenza tra i due calori scambiati dalle isoterme.

Si definisce quindi *rendimento termico* il rapporto tra il lavoro prodotto (grandezza utile) ed il calore assorbito (cioè quello fornito). Esso è pertanto espresso da:

$$\eta = \frac{L}{|Q_{ASS}|} = \frac{|Q_{ASS}| - |Q_{CED}|}{|Q_{ASS}|} = 1 - \frac{|Q_{CED}|}{|Q_{ASS}|}$$

Per un altro principio termodinamico un po' complesso esiste una proporzionalità tra calore e temperatura; il calore scambiato dalle isoterme è quindi esprimibile come il prodotto tra temperatura e una costante del ciclo (e quindi della macchina), che dipende orientativamente dal rapporto di pressioni delle isoterme stesse, ma che comunque non cambia da una isoterma all'altra. Possiamo esprimere quindi il rendimento in funzione delle sole temperature a cui opera il ciclo:

$$\eta = \frac{L}{|Q_{ASS}|} = \frac{|Q_1| - |Q_2|}{|Q_1|} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Il processo fin qui descritto sul ciclo motore è perfettamente invertibile (sempre in termini ideali) ed il suo inverso, detto ciclo operatore, descrive un altro tipo di macchina che in linea di principio,

potrebbe annullare gli effetti prodotti dal medesimo ciclo motore operante tra le stesse sorgenti T_1 e T_2 e sotto la stessa costante ΔS .

Con tale macchina sarebbe dunque possibile restituire il lavoro utile prima ricavato e come risultato assorbire il calore Q_2 (prima ceduto onde cederlo) insieme (cioè sommato) al lavoro stesso alla sorgente T_1 dove prima si era attinto il calore Q_1 , cancellando ogni traccia di entrambi i processi. Facendo quindi funzionare in maniera inversa la macchina motrice, la macchina operatrice ha un rendimento che è l'inverso di quello motore, per cui alla lettera abbiamo:

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

ma poiché queste macchine, al di là dei principi si prestano al raffrescamento dei locali che nel caso tipico del condizionamento estivo vanno tenuti a temperature inferiori a quella esterna, spesso l'interesse in termini di calore assorbito/ceduto va alla sorgente a temperatura più bassa, quindi il rendimento si può arbitrariamente definire come:

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

In questo caso il rendimento prende il nome di E.E.R. (Energy Efficiency Ratio), mentre nel caso precedente, che corrisponde al caso invernale prende il nome di C.O.P. (Coefficient Of Performance).

È facile dimostrare che a parità di T_1 e T_2 vale la regola:

$$\frac{T_1}{T_1 - T_2} - \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_2} = 1$$

Questa regola si può tradurre applicandola alle macchine reali, ed assume la seguente forma:

$$COP = EER + 1 \quad \leftrightarrow \quad \begin{cases} COP = \frac{P_{cond.}}{P_{compr.}} \\ EER = \frac{P_{evap.}}{P_{compr.}} \\ P_{evap.} = P_{cond.} - P_{compr.} \end{cases}$$

quindi:

$$EER = \frac{P_{evap.}}{P_{compr.}} = \frac{P_{cond.} - P_{compr.}}{P_{compr.}} = COP - 1$$

L'importanza dell'utilizzo del ciclo di Carnot è data dalla sua semplicità didattica nel costituire un riferimento termodinamico grazie al quale è possibile stabilire il massimo rendimento ottenibile con una macchina termica operante tra due valori prestabiliti di temperatura delle sorgenti termiche (come si afferma nel Teorema di Carnot). Quanto detto per il ciclo di Carnot è vero per qualunque confronto con un ciclo reale, e soprattutto rimane vero anche per i cicli inversi.

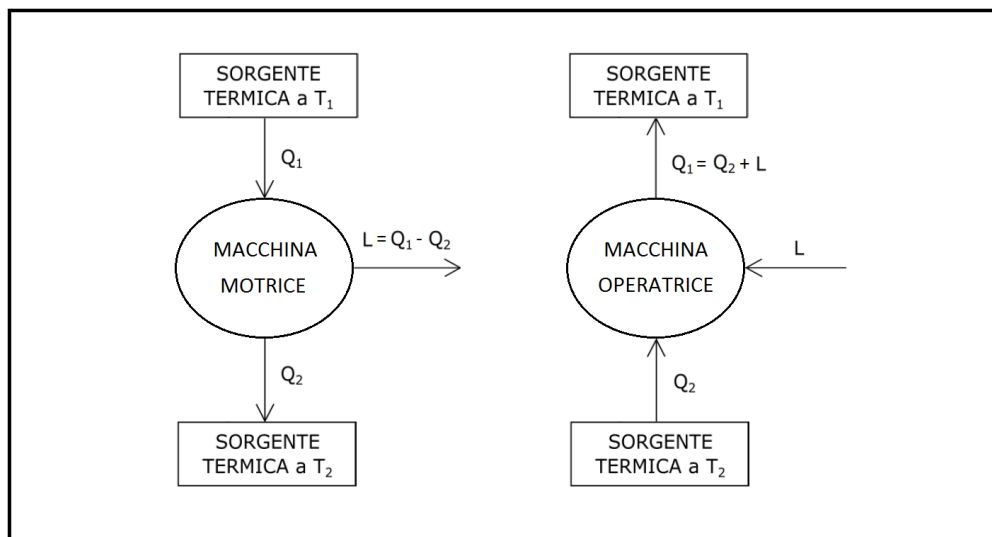


Figura 3: schema concettuale di una macchina motrice e di una operatrice

Non si faccia l'errore di credere che poiché il ciclo di Carnot ha il più alto rendimento possibile come ciclo motore, sia il peggiore nel ciclo operatore essendo il rendimento reciproco. Mentre il rendimento per una macchina motrice deve essere necessariamente < 1 , nel caso macchina operatrice il valore di rendimento può assumere qualunque valore (a condizione che sia maggiore dell'unità altrimenti non converrebbe utilizzare tale macchina). Il ciclo infatti si interfaccia con l'ambiente esterno e per poter scambiare calore con esso, nella realtà, prese due temperature di sorgente qualsiasi, dovrà essere interno ad esse nel caso motore ed esterno nel caso operatore (per ammettere un certo ΔT necessario agli scambi termici). Dunque nella realtà nell'inversione il ciclo non sarebbe fedele, ma si creerebbe una leggera asimmetria. Ebbene, un ciclo diverso, con trasformazioni non isoterme ma inclinate, si dovrebbe modificare di più nell'inversione perché tali trasformazioni devono passare da completamente interne a completamente esterne. Ai ΔT precedenti infatti si sommerebbero i ΔT naturali della trasformazione che per le isoterme erano pari a zero. Quindi tanto più un ciclo si discosta dal ciclo di Carnot ideale, tanto meno sarà aderente all'ambiente in entrambi i casi.

In altre parole il ciclo di Carnot è l'unico realmente reversibile, perché sebbene in linea di principio tutti i cicli chiusi ideali (cioè mediati da gas perfetti, privi di attriti interni e composti da trasformazioni reversibili) possono essere percorsi al contrario; affinché si possa invertire il segno dello scambio termico, con qualsiasi profilo non isoterma è necessario anche spostare il profilo stesso di una quantità finita (ΔT) e questo non consente più di dire che il ciclo è lo stesso cambiato di segno. La semplice presenza di una differenza di temperatura tra inizio e fine trasformazione rompe una simmetria fondamentale.

Iniziamo a vedere come variano i rendimenti di secondo principio in funzione delle temperature T_1 e T_2 per una macchina operatrice ideale.

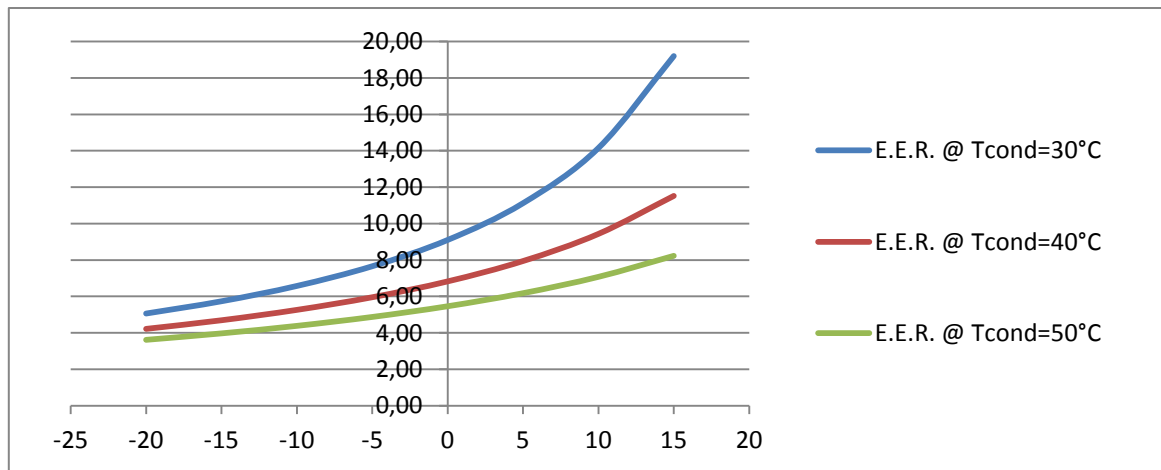


Figura 4: andamento dei rendimenti di Carnot ($T_{\text{cond.}} = \text{costante}$)

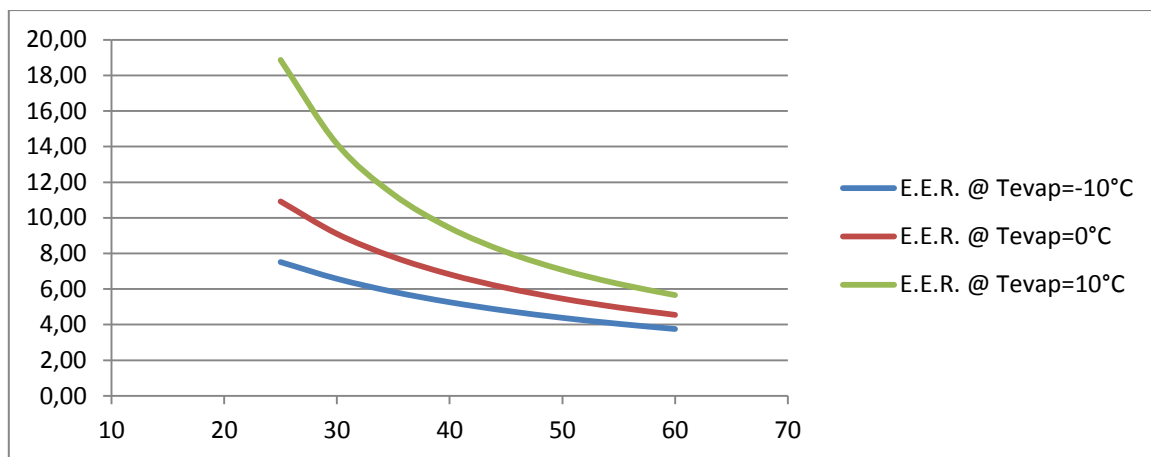


Figura 5: andamento dei rendimenti di Carnot ($T_{\text{evap.}} = \text{costante}$)

4) IL CICLO FRIGORIFERO REALE

Nel corso degli anni la tecnologia ha individuato delle particolari sostanze che cambiano stato in intervalli di temperatura e pressione compatibili con le condizioni di funzionamento tipiche delle macchine frigorifere. In questo modo è possibile ottenere i seguenti vantaggi:

- gli scambi di calore avvengono lungo il passaggio di stato della sostanza e quindi sono naturalmente isotermi (come nel ciclo ideale) ma anche isobari, quindi diventa possibile spostare fisicamente il fluido da un punto ad un altro dell'impianto senza che esso subisca significativi cambiamenti delle condizioni termodinamiche;
- Il rendimento è paragonabile a quello del ciclo ideale; si ha però il vantaggio di avere un lavoro di espansione molto piccolo e quindi di avere un lavoro assorbito nella fase di compressione molto vicino al bilancio finale tra compressione ed espansione. Questo permette di omettere l'espansore come vero e proprio apparato meccanico, semplificando notevolmente la macchina;

- avendo i trasferimenti di calore lungo passaggi di stato, le dimensioni degli scambiatori si riducono notevolmente in ragione del più alto coefficiente di scambio termico del liquido in ebollizione rispetto a quello di un aeriforme.

4.1. Descrizione del ciclo frigorifero reale sui diagrammi T-s e p-h:

Il ciclo termodinamico quindi si modifica e prende la forma simile a quella del ciclo Rankine, composto da due trasformazioni adiabatiche e da trasformazioni due isobare. Poiché si ha a che fare con dei passaggi di stato le isobare sono anche isoterme ma solo all'interno della campana, mentre al di fuori l'isobara segue il suo andamento naturale con temperatura crescente verso destra.

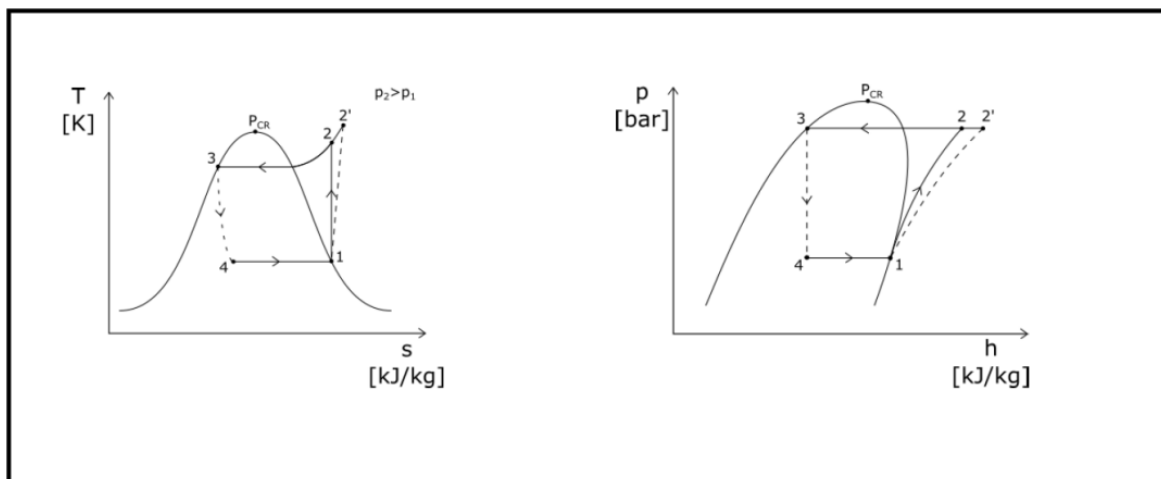


Figura 6: rappresentazione di un ciclo frigorifero sui diagrammi T-s e p-h

Ovviamente in questo caso non è più immediato calcolare le prestazioni e la resa della macchina perché esse dipendono anche dalle caratteristiche fisico-chimiche del refrigerante in questione.

A questo proposito è stato estrapolato, per ogni refrigerante, il diagramma Pressione-Entalpia (p-h) che meglio di altri si presta alla rappresentazione dei cicli frigoriferi da un punto di vista tecnico. Esso ha in ascisse l'entalpia del gas nelle varie condizioni espressa solitamente in kJ/kg, ed in ordinata la pressione espressa tipicamente in bar; è così immediato mettere in relazione lavoro meccanico e calore scambiato. Su questo diagramma le trasformazioni di riferimento sono le seguenti:

- Isobare: le isobare sono delle linee orizzontali, essendo la pressione la grandezza di riferimento per le ordinate. D'altronde la trasformazione isobara meglio di tutte ricalca la definizione di entalpia che rappresenta la somma dell'energia interna più il lavoro di dilatazione verso l'esterno;
- Isoentalpiche: sono linee verticali in quanto la grandezza di riferimento per l'asse delle ascisse è l'entalpia;
- Adiabatiche: sono linee con pendenza positiva e rappresentano la trasformazione limite per le compressioni/espansioni;
- Isoterme: all'interno della campana di Andrews sono coincidenti con le isobare (perché il calore latente durante il passaggio di stato si trasmette a pressione e temperatura costanti).

Da quanto detto risulta che la determinazione del calore scambiato lungo le trasformazioni isobare è immediata, così come la determinazione del lavoro assorbito dalle trasformazioni adiabatiche.

Di contro, non risultano invece rappresentabili le trasformazioni diverse da quelle appena menzionate, quindi l'uso del diagramma p-h è semplice ma poco elastico.

4.2. Approfondimento tecnico sul diagramma p-h per gas R22:

La figura seguente mostra il diagramma p-h per il refrigerante R22 su cui è stato tracciato un tipico ciclo reale di una macchina commerciale per il condizionamento.

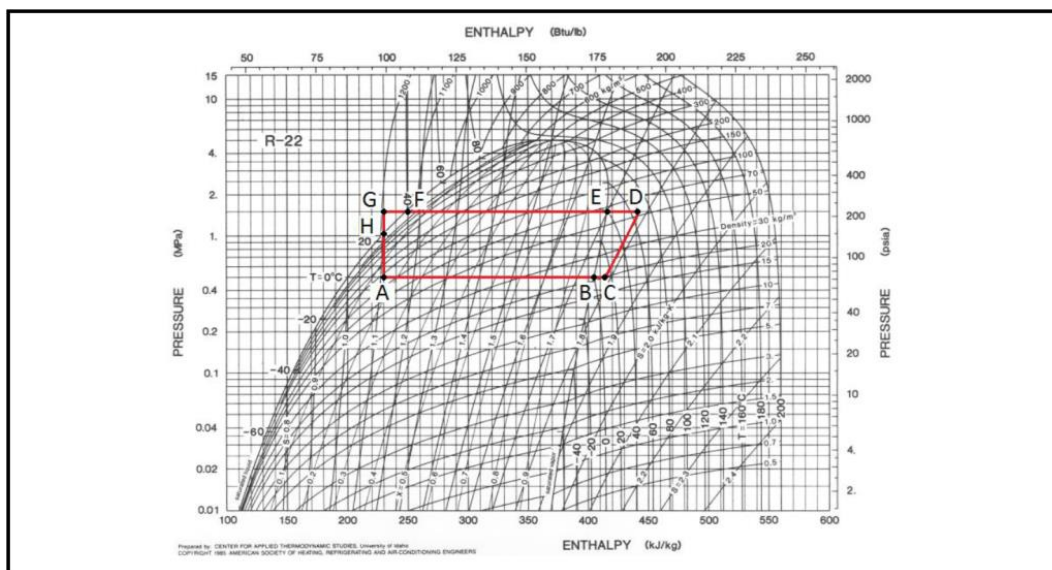


Figura 7: trasformazioni relative ad un ciclo frigorifero su un diagramma p-h del gas R22

La descrizione tecnica del ciclo reale è la seguente:

- la trasformazione AB corrisponde all'evaporazione del refrigerante che si compie, a spese del calore assorbito dall'ambiente da raffreddare, in un componente chiamato evaporatore; essendo un passaggio di stato avviene a pressione e temperatura costanti e con titolo che varia da un (10÷15)% relativo al punto A fino al 100% nel punto B, oltre il quale il liquido è diventato tutto vapore. Il lavoro di espansione che deriva dall'evaporazione del liquido compensa spontaneamente una parte del lavoro di compressione, in quanto il gas che esce dall'evaporatore riempie la camera sotto al pistone ed esercita una spinta al di sotto di esso in ragione dell'aumento del suo volume. La pressione dell'evaporatore non si regola autonomamente ma è mantenuta dalla luce della valvola di laminazione, ad un valore cui corrisponde una temperatura tale che si abbia un ΔT con l'ambiente minimo sufficiente ad assorbire tutto il calore necessario a completare l'evaporazione stessa (secondo le leggi degli scambiatori);
- la fase BC si chiama surriscaldamento: nel punto B, che si trova in prossimità della curva limite superiore (ed alla fine dell'evaporatore), scompare l'ultima goccia di liquido e, rimanendo solo vapore, l'ulteriore apporto di calore inizia a far aumentare la temperatura del gas rimasta stabile fino a quel momento, fino alla condizione raggiunta nel punto C. Nel punto C il gas esce dall'evaporatore per dirigersi verso il compressore. Tale surriscaldamento

serve più che altro come informazione sulla completa ed avvenuta evaporazione e come parametro d'ingresso per l'azionamento della valvola di laminazione (ricordiamo sempre che: nel compressore **NON DEVE MAI** transitare refrigerante liquido). Questa trasformazione ha dunque più un senso tecnico che termodinamico;

- la fase CD è la compressione: il vapore leggermente surriscaldato, proveniente dall'evaporatore, alla pressione di evaporazione, entra nel compressore dove viene compresso (in genere adiabaticamente perché la compressione è un processo rapido che non permette significativi scambi di calore) fino alla pressione presente nel condensatore; a tale pressione corrisponde, secondo la legge adiabatica, una temperatura molto maggiore di quella di saturazione e pertanto nel punto D il gas risulta surriscaldato;
- La fase DE è il desurriscaldamento: dopo la compressione dunque, il gas è mandato al condensatore, dove inizia a cedere calore verso l'ambiente esterno passando dalla temperatura di arrivo fino alla temperatura di saturazione;
- La fase EF è la condensazione vera e propria in cui il gas cambia fase a temperatura e pressione costanti, ma non è altro che il seguito della fase precedente; compare quindi la prima goccia di liquido e la trasformazione continua fino a condensazione completa;
- La fase FG è il sottoraffreddamento che avviene nell'ultima parte del condensatore; qui il liquido condensato cede ancora una piccola quota di calore subendo un ulteriore raffreddamento di qualche grado. Il margine di questa trasformazione è generalmente di pochi gradi in meno rispetto alla condensazione perché limitato dal gradiente medio di temperatura attraverso la parete dello scambiatore che in genere ammonta a $(10 \div 12)^{\circ}\text{C}$;
- La fase GHA è la laminazione: il liquido appena condensato, viene fatto passare attraverso una strozzatura con luce di attraversamento variabile, la valvola di laminazione, dove subisce una caduta di pressione tale da portarlo alla pressione dell'evaporatore. Tale pressione deve avere un valore corrispondente ad una temperatura inferiore a quella che si trova nel sistema da raffreddare affinché l'evaporazione possa aver luogo. Più nel dettaglio possiamo dire che nella fase GH cade solo la pressione mentre la temperatura non cambia ancora perché già inferiore a quella di saturazione; nel punto H la pressione raggiunge un valore cui corrisponde una temperatura di saturazione uguale a quella del liquido sottoraffreddato; la fase HA vede quindi la temperatura iniziare a diminuire insieme alla pressione secondo la tabella di saturazione. Si fa notare che essendo la trasformazione adiabatica, il calore sensibile "perso" nella caduta di temperatura si converte in calore latente facendo vaporizzare una parte di liquido e sottraendo quindi da esso un certo margine di raffreddamento. La seguente fase di evaporazione parte quindi con un debito di titolo di una quantità che ammonta intorno al $(10 \div 15)\%$ relativo al punto A, quindi in termini pratici il peso di questa quota è paragonabile alla potenza del compressore.

5) PERDITE DI RENDIMENTO

5.1. Sporramento dell'unità esterna

Si nota a questo punto che all'aumentare della temperatura di condensazione $T_{cond.}$ (dovuto ad un ΔT maggiore a sua volta causato da un aumento della resistenza dello scambiatore) si individuano due fondamentali fenomeni per cui si ha una di perdita del rendimento:

- 1- Maggiore Assorbimento del Compressore: la prima è immediata ed è dovuta al fatto che la fase di compressione si allunga per intercettare un'isobara più alta ed essendo inclinata a destra la sua proiezione sull'asse dell'entalpia aumenta;
- 2- Perdita di Prestazione della Macchina: la seconda causa è meno immediata, ma comprensibile guardando la gobba sinistra della campana, anch'essa inclinata verso destra; questa sagoma fa sì che la fase di laminazione si sposti verso destra, ed essendo la fase di evaporazione (che è quella utile) in corrispondenza di titoli più elevati, si riduce il margine di raffreddamento.

In ogni caso, la prima causa di perdita, cioè il maggior assorbimento del compressore è preponderante rispetto alla perdita di prestazione, quindi in generale l'inconveniente tipicamente associato all'aumento della $T_{cond.}$ è il maggior consumo elettrico.

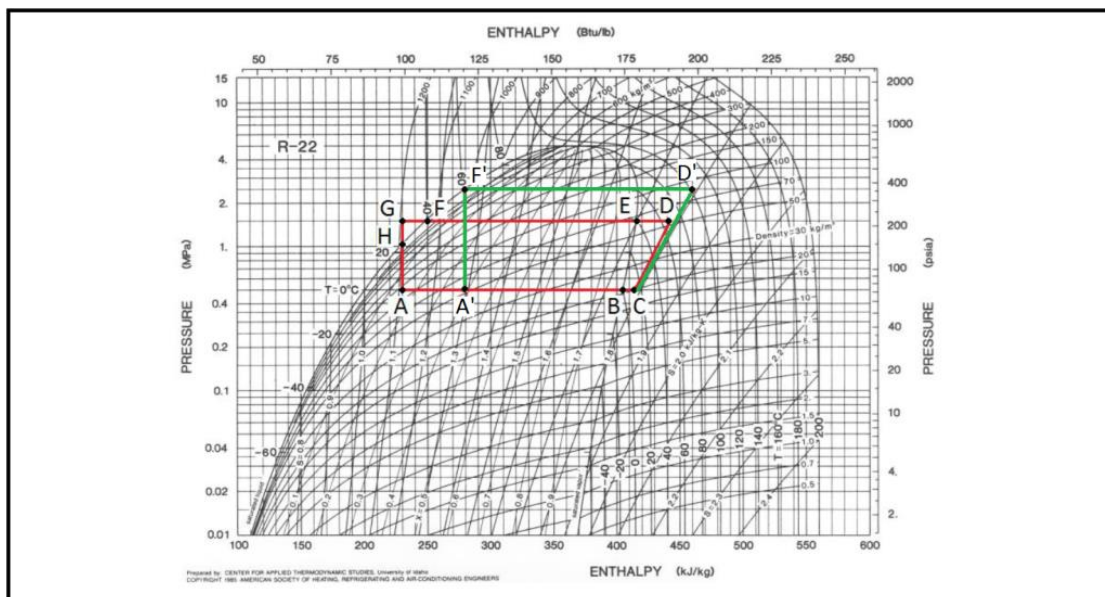


Figura 8: modifica delle trasformazioni del ciclo a causa dello sporramento dell'unità esterna

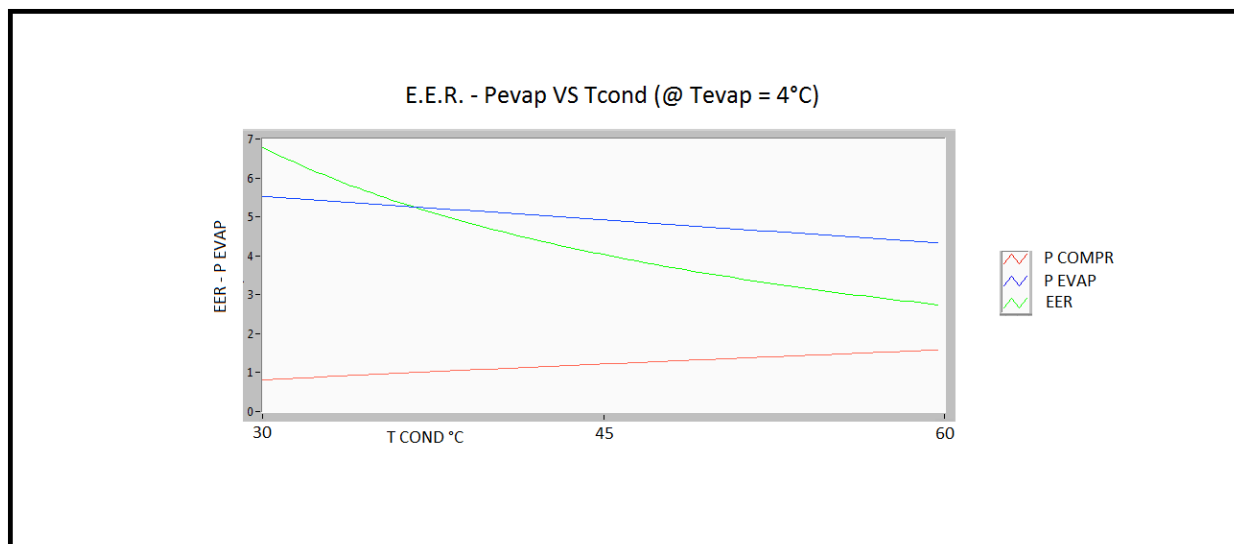


Figura 9: variazione dell'E.E.R. a causa dello sporcamento dell'unità esterna ($T_{evap.}$ =costante)

5.2. Sporcamento dell'unità interna

Al diminuire invece della temperatura di evaporazione $T_{evap.}$ la situazione è un po' diversa e meno immediata; si nota ancora un allungamento della fase di compressione, stavolta verso il basso, perché si parte da un'isobara più bassa e come sopra l'inclinazione della fase di compressione comporta l'aumento della sua proiezione sull'asse dell'entalpia anche se in misura minore rispetto al caso precedente; il calore assorbito dalla fase di evaporazione, rimane invece sostanzialmente invariato, perché la laminazione parte sempre dallo stesso punto, mentre la compressione si sposta di poco e quindi la larghezza del ciclo rimane quasi invariata. Si ha però un effetto collaterale che va compreso per capire il comportamento macroscopico della macchina. L'abbassamento della $T_{evap.}$ comporta un corrispondente abbassamento della pressione di evaporazione $P_{evap.}$ e quindi della pressione di aspirazione del compressore, con l'effetto che quest'ultimo (essendo una macchina volumetrica) aspirerà un'atmosfera più rarefatta e quindi farà circolare nella macchina frigorifera una portata in massa ridotta. L'effetto macroscopico è il seguente: benché aumenti il lavoro di compressione riferito all'unità di massa del refrigerante (il ciclo si estende) verticalmente, parallelamente si riduce la portata in massa del refrigerante stesso; poiché questi effetti opposti si compensano pressoché perfettamente, si osserva che al diminuire della $T_{evap.}$, l'assorbimento del compressore rimane praticamente costante; mentre si riduce notevolmente la prestazione perché anche se il calore latente di evaporazione cambia molto poco, si riduce sensibilmente la portata in massa di refrigerante.

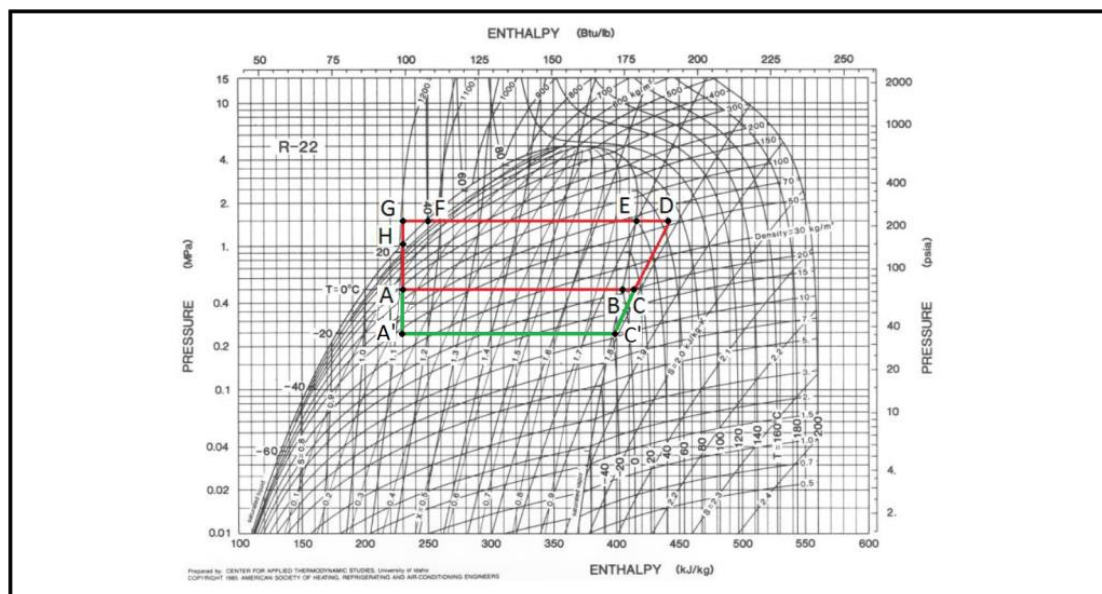


Figura 10: modifica delle trasformazioni del ciclo a causa dello sporcamento dell'unità interna

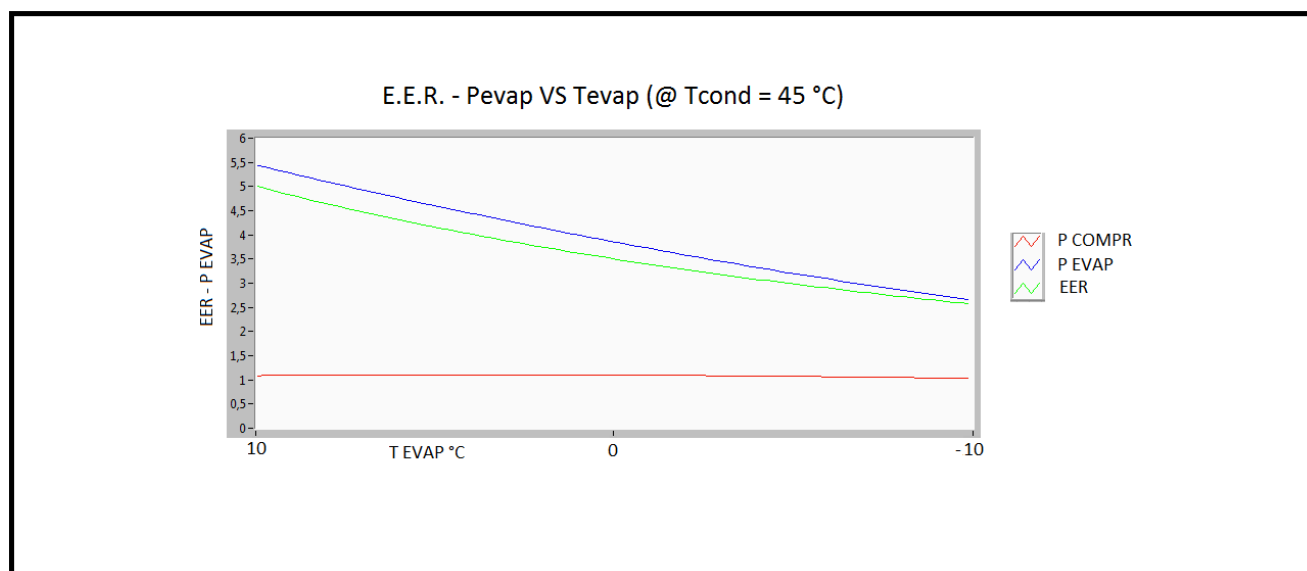


Figura 11: variazione dell'E.E.R. a causa dello sporcamento dell'unità interna ($T_{cond.} = \text{costante}$)

6) SCHEMA DI PRINCIPIO E FUNZIONAMENTO

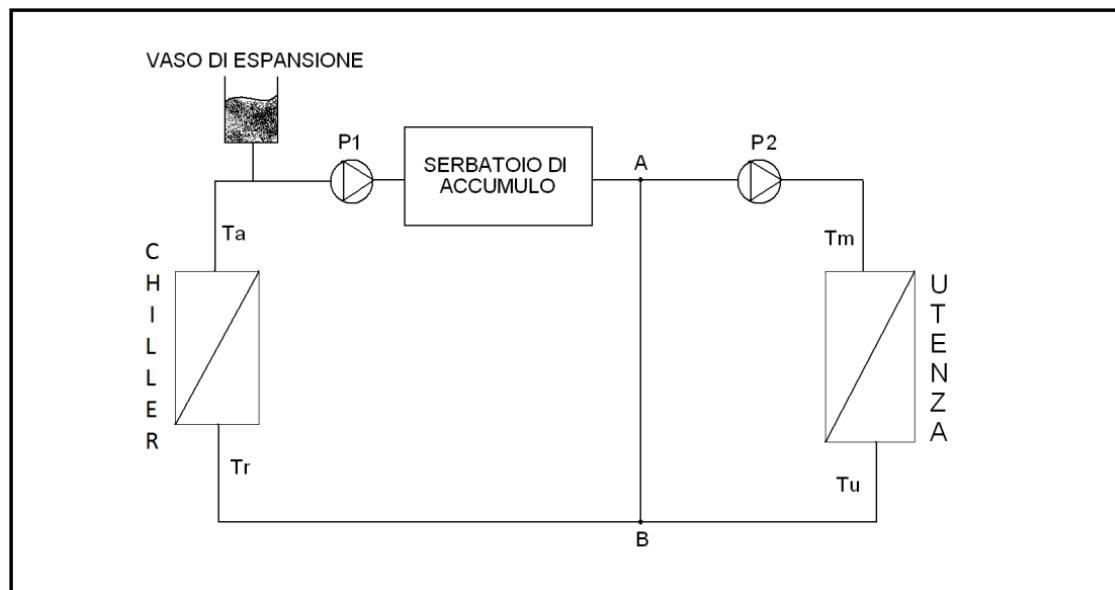


Figura 12: schema funzionale di un generico impianto di distribuzione del freddo

Quello in figura è il più semplice ed essenziale schema idraulico dell'impianto di raffreddamento di un CED; è un normalissimo schema in uso in tutti gli impianti termici di certe dimensioni, nei quali si adottano due circoli: uno per il refrigeratore e l'altro per l'utenza. In comune un ramo di bilanciamento, con il compito di by-passare l'eventuale eccesso di portata di un circolo rispetto all'altro. Nel ramo AB dunque si può avere circolazione in un senso o nell'altro.

Nelle applicazioni che riguardano il raffrescamento ha però senso soltanto il caso in cui la portata della pompa P1 (Q_{P1}) sia maggiore o uguale a quella di P2 (Q_{P2}); in questo modo l'acqua in eccesso scorrerebbe da A verso B cosicché nel nodo A avremmo deviazione con conseguente conservazione della temperatura di arrivo ($T_m = T_a$). Per la conservazione della massa, nel nodo B la situazione è analoga, quindi si ha miscelazione con conseguente abbassamento della temperatura ($T_r < T_u$). In questo modo si manda alle utenze acqua alla stessa temperatura del chiller. Se per qualche malfunzionamento accidentale il quadro si dovesse invertire, ($Q_{P1} < Q_{P2}$) avremmo che la miscelazione si sposterebbe nel nodo A con conseguente innalzamento della temperatura di arrivo ($T_m > T_a$). Questa circostanza va evitata perché riduce lo scambio termico in ambiente con conseguente aumento della temperatura media della sala, la cui reazione più probabile è la correzione verso il basso del set point dei chiller, operazione tutt'altro che gratuita per quanto visto sopra a proposito dei cicli frigoriferi.

7) SCAMBIATORI

L'approccio più adatto all'attività di conduttore di impianti riguardo gli scambiatori è quello dell'analogia con la legge di ohm per i circuiti elettrici. Questa prevede che la corrente (flusso di carica elettrica nel tempo) sia direttamente proporzionale alla differenza di potenziale applicata ad un carico resistivo e inversamente proporzionale al valore della resistenza.

$$I = \frac{\Delta V}{R}$$

La stessa impronta è applicabile agli scambiatori seppure con alcune precisazioni. Infatti è esatto dire che la potenza termica (flusso di calore nel tempo) è direttamente proporzionale alla differenza di temperatura tra gli ingressi dei due fluidi e inversamente proporzionale al valore di una costante che può essere pensata come una resistenza termica:

$$P_t = \frac{\Delta T}{K}$$

ma l'analogia è però valida se la costante sia veramente tale e per questo è necessario che non vari nessuna delle seguenti grandezze: superficie di scambio, coefficiente di scambio della parete e portate di entrambi i fluidi. Su un impianto avviato che funziona a carico costante (come ad esempio un CED) questa condizione è abbastanza realistica.

È ormai chiaro che eventi quali la riduzione di portata di (almeno) uno dei due fluidi, così come lo sporcamento delle superfici di scambio comportano un aumento della resistenza termica complessiva dello scambiatore ed una riduzione del calore scambiato. Di solito la riduzione della potenza termica scambiata comporta a sua volta l'aumento di temperatura dell'elemento che si sta raffreddando con l'effetto che il flusso termico tende a ristabilirsi ma con un ΔT più alto (caso tipico di carico termico di origine elettrica che è indipendente dalla temperatura).

Questo eventuale effetto si ripercuote sulla macchina frigorifera che si troverà un fluido termovettore con una temperatura più vicina (ΔT localmente diminuito a causa dell'aumento di un ΔT in un altro punto dell'impianto) e dovrà quindi compensare allargando il ciclo in un senso o nell'altro a seconda se il fatto avviene all'evaporatore o al condensatore, con le implicazioni negative sui consumi visti in precedenza.

Un eventuale aumento del coefficiente K non permette di isolare il problema, in quanto questo dipende sia dalle portate che dal coefficiente di scambio globale. Un approccio più preciso può essere quello della *differenza di temperatura media logaritmica*:

$$P = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad \rightarrow \quad U = \frac{P}{A \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{con} \quad \begin{cases} \Delta T_1 = T_{in}^c - T_{out}^f \\ \Delta T_2 = T_{out}^c - T_{in}^f \end{cases} \quad \text{per uno scambiatore in controcorrente}$$

Poiché questo parametro è indipendente dalle portate, un suo eventuale aumento può essere imputabile soltanto ad una diminuzione della trasmittanza con molta probabilità dovuta allo sporcamento delle superfici di scambio.

8) PORTATA FLUIDO TERMOMETTORE

In caso di riduzione della portata del fluido termovettore, qualitativamente la risposta termica varia nello stesso senso ma il fenomeno non è lineare come mostra il grafico seguente.

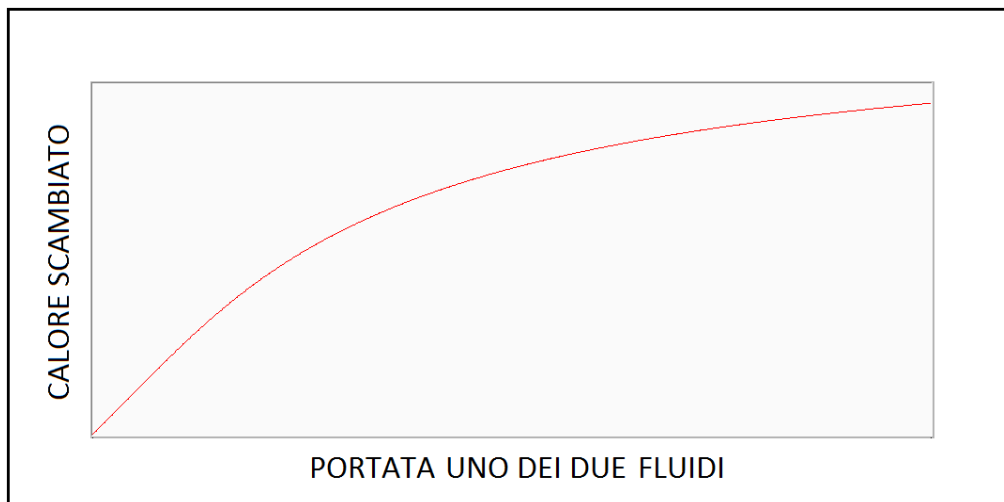


Figura 13: andamento del calore scambiato in funzione della portata del fluido

Generalmente una leggera riduzione di portata è poco percettibile dal calo di prestazione, mentre riduzioni più consistenti producono effetti via via maggiori fino ad arrivare nella parte sinistra del grafico dove la curva è quasi lineare. Il motivo di questo comportamento può essere capito riferendosi alla relazione dello scambio termico in funzione dell'efficienza:

$$Q = q_{min} \cdot c_s \cdot \Delta T = q_{min} \cdot c_s \cdot \varepsilon \cdot \Delta T_{max}$$

considerando che:

- $\Delta T = \varepsilon \cdot \Delta T_{max}$;
- la variazione della portata q_{min} ha un effetto sia diretto che indiretto in quanto incide anche sull'efficienza; precisamente la riduzione della portata comporta un aumento dell'efficienza; con portate molto basse quindi l'efficienza tende a 1 spiegando così perché la parte sinistra del grafico tende alla linearità.

In parole più povere possiamo dire che al diminuire della portata di uno dei due fluidi, la potenza scambiata diminuisce ma meno che proporzionalmente perché il ΔT del fluido non rimane costante ma aumenta per effetto del maggiore tempo di transito (dovuto proprio alla minore velocità del fluido stesso all'interno dello scambiatore).

La riduzione della portata ha quindi effetto sulla riduzione della prestazione, ma se questa avviene nel circolo primario si somma al problema della miscelazione cumulando una perdita di potenza ancora maggiore.

9) FLUIDI REFRIGERANTI

Sostanze pure: R11, R22, R143a, R410A, R407C, ecc...

Miscela:

Azeòtrope: a pressione costante, non cambiano la composizione volumetrica e la temperatura di saturazione. Esse hanno quindi un valore di riferimento per la temperatura di evaporazione ed uno diverso per la temperatura di condensazione.

Zeòtrope: a pressione costante, cambiano la composizione volumetrica ed hanno diverse temperature di evaporazione e condensazione perché nella trasformazione di stato ci sono più sostanze. Perciò si definisce il glide come l'insieme (o l'intervallo) delle temperature di evaporazione e condensazione per la miscela di gas in questione.

Quasi azeòtrope: a pressione costante, cambiano di molto poco la composizione volumetrica e le temperature di evaporazione e di condensazione. Il glide è molto piccolo, quasi trascurabile ($<0,5^{\circ}\text{C}$).

Il **Potenziale di eliminazione dell'ozono (Ozone Depletion Potential o ODP)** di un composto chimico è il valore relativo di degrado della fascia di ozono che esso può causare. È definito come la misura dell'effetto distruttivo sull'ozono da parte di una sostanza comparato con una sostanza di riferimento. Come standard è assunto il gas R11 (triclorofluorometano), cui viene dato il valore di ODP pari a 1,0.

Il **Potenziale di Riscaldamento Globale (Global Warming Potential o GWP)** di un composto è la misura di quanto una molecola di un certo gas serra (biossido di carbonio, metano, protossido d'azoto, idrofluorocarburi, perfluorocarburi ed esafluoruro di zolfo) contribuisce all'effetto serra. L'indice si basa su una scala relativa che confronta ogni gas con il biossido di carbonio, il cui GWP ha per definizione il valore 1.

9.1. Proprietà dei fluidi in gioco:

- Basso punto di congelamento;
- Basso punto di fusione;
- Basso punto di vaporizzazione;
- Basso costo e facilmente reperibile;
- Elevato calore latente di vaporizzazione;
- Limitata (o nulla) tossicità ed infiammabilità;

- Compatibile con gli organi meccanici e con il circuito.

9.2. Breve storia dei refrigeranti:

- 1834:** poco dopo che il fisico francese Sadi Carnot formulò le sue teorie sul ciclo frigorifero, nacque l'interesse per la creazione di gas frigoriferi;
- 1890:** si registra una maggiore richiesta di ghiaccio a causa di inverni sempre più miti; si crea dunque l'interesse generale per il "mercato del freddo". Prime sostanze refrigeranti utilizzate: Ammoniaca (NH_3), Anidride Solforosa (SO_2), Cloruro di Metile (CH_3Cl), Etere Etilico ($(\text{C}_2\text{H}_5)\text{O}$), Etere Metilico (CH_3OCH_3), Anidride Carbonica (CO_2), Etano (C_2H_6), Propano (C_3H_8), Protossido di Azoto (N_2O). Purtroppo sono tutti gas tossici e/o infiammabili;
- 1928:** si cerca di eliminare la pericolosità, soprattutto l'infiammabilità, nelle sostanze utilizzando fluidi CFC (Cloro-Fluoro-Carburi con $\text{GWP} \approx 8100$ e $\text{ODP} \approx 1$). Ci si indirizza quindi verso l'utilizzo di sostanze che possano garantire maggiore sicurezza per gli operatori;
- 1930:** le industrie si orientano verso la produzione di fluidi chimicamente stabili, con buone proprietà termodinamiche, eliminando l'infiammabilità e la tossicità; cloro e fluoro erano gli elementi che potevano garantire tali caratteristiche. Nasce così la *1^a generazione di gas refrigeranti*. Dopo la comparsa del gas Freon 11, nasce da un brevetto della DuPont e General Motors il gas R12 tipo CFC (Freon 12 - CCl_2F_2). Si sviluppano parallelamente altre tipologie di fluidi con caratteristiche termodinamiche più interessanti del tipo HCFC (Idro-Cloro-Fluoro-Carburi con $\text{GWP} \approx 90$ ÷1500 e $\text{ODP} \approx 0,005$) di cui il famoso R22 è il più rappresentativo (*2^a generazione di gas refrigeranti*);
- 1987:** Protocollo di Montreal: solo durante questi anni ci si accorge di una diretta corrispondenza tra l'utilizzo di gas refrigeranti e la riduzione della fascia di ozono stratosferico e vengono quindi proposte delle normative per la diminuzione dell'effetto serra (dovuto ad alcuni elementi presenti nei gas refrigeranti); di conseguenza sono banditi i fluidi tipo CFC ed HCFC. Il mercato e la ricerca si orientano verso refrigeranti HFC (Idro-Fluoro-Carburi con $\text{GWP} \approx 1300$ e $\text{ODP} = 0$) definendo così la *3^a generazione di gas refrigeranti*;
- 1994:** viene approvato il regolamento europeo 3093/94 che fissa definitivamente l'arresto della produzione dei gas CFC dal 31 dicembre 1994 e si gettano le basi per la messa al bando dei gas HCFC;
- 1997:** Protocollo di Kyoto: si comprende che il problema del surriscaldamento globale è legato soprattutto all'emissione di alcuni gas refrigeranti in atmosfera, quindi si impostano dei limiti di emissione riguardo ai gas serra presenti negli HFC. Appartengono a questa categoria i refrigeranti sintetici attualmente in uso come R410a, R134a, R407c, R32. Comincia così la ricerca su ulteriori gas per il raffreddamento che non contengano cloro nella loro composizione, gli HFO (Idro-Fluoro-Olefine - *4^a generazione di gas refrigeranti*);
- 5 maggio 2000:** si approva il nuovo Regolamento Europeo 2037/00, a parziale modifica del regolamento 3093/94 che disciplina il programma di dismissione d'uso dei gas HCFC;
- 2003:** l'Unione Europea approva l'utilizzo dei gas HFC-152a e R744 ed altri per la climatizzazione dei veicoli perché molto meno gravosi dei precedenti in termini di GWP;
- 1 gennaio 2004:** viene vietato l'utilizzo dei gas HCFC (dannosi per l'ozono stratosferico) per le macchine frigorifere di nuova produzione che dovranno utilizzare necessariamente solo gas di tipo HFC con basso GWP;

- 2006:** con l'approvazione della “Direttiva comunitaria sui sistemi di condizionamento 2006/40/EG” si impone un limite sul “Potenziale Globale di Riscaldamento” inferiore a 150 per i gas refrigeranti. Per limitare l'impatto dei refrigeranti sull'ambiente, l'Unione Europea emana nel 2006 il Regolamento 842 sugli F-gas, in cui impone il controllo periodico degli impianti funzionanti con HFC per limitarne il rischio di fughe;
- 1 gennaio 2010:** viene abrogato il Regolamento Europeo 2037/00 in funzione del nuovo Regolamento Europeo 1005/09;
- 20 maggio 2010:** DuPont e Honeywell annunciano joint venture con General Motors per utilizzare il gas HFO-R1234yf per la climatizzazione delle autovetture entro l'anno 2013;
- 1 gennaio 2011:** gli impianti di condizionamento d'aria di nuovi modelli di veicoli hanno l'obbligo di usare un refrigerante con un impatto ridotto sull'ambiente, in linea con l'applicazione della direttiva 2006/40/EG anche nota come MAC (Mobile Air Condition systems);
- fine 2011:** Opteon yf diventa disponibile per sistemi industriali in sostituzione del gas R134a;
- 2012:** si utilizzano gas del tipo HFO (Idro-Fluoro-Olefine) come R600a (Isobutano C_4H_{10}). Comincia la sostituzione del gas R134a (GWP=1300 e ODP=0) con il gas R1234yf (GWP=4 e ODP=0);
- 2012-2013:** primo lancio commerciale nel settore di climatizzazione in Europa per verificare l'interesse del mercato al prodotto. Secondo i produttori, il gas R1234yf è stato progettato come sostituto del vecchio R134a;
- dal 2017 ad oggi:** il nuovo gas R1234yf (GWP=4 e ODP=0) verrà applicato a tutte le autovetture di nuova produzione ed è paragonabile a HFC-R134a come prestazioni refrigeranti, stabilità e compatibilità. Il nuovo gas R1234ze (GWP=1 e ODP=0 – vita media in atmosfera di ≈ 18 gg) è invece indicato per applicazioni a media temperature e risulta essere una valida alternativa ai tradizionali gas HFC sia per i chiller che per il condizionamento commerciale e residenziale. Il nuovo gas 1233zd (GWP=1 e ODP=0) è destinato alle applicazioni di condizionamento dell'aria industriali, alla climatizzazione degli edifici e al raffreddamento delle acque o dei fluidi intermedi. Viene impiegato nelle nuove installazioni di grandi potenze dotate di compressori centrifughi in sostituzione del gas R123.

9.3. Quadro normativo per i refrigeranti

Col protocollo di Kyoto, risalente al 1997, l'Unione Europea inizia un programma di monitoraggio e graduale dismissione dei refrigeranti HFC. Gli obblighi pratici per conduttori e manutentori iniziano con il regolamento CE 842/2006 che introduce una serie di vincoli ed obblighi precisi tesi sostanzialmente a garantire la tracciabilità del gas:

- controllo perdite periodico secondo REG CE 1516/2007 a partire da 3 kg di refrigerante;
- certificazione imprese e persone fisiche secondo REG UE 303/2008;
- istituzione del registro di apparecchiatura su cui annotare l'esito dei controlli, i movimenti del refrigerante le riparazioni effettuate, l'eventuale smaltimento della macchina e ovviamente l'anagrafica del cliente e gli estremi del manutentore certificato che ha eseguito l'intervento;
- l'obbligo di controllo perdite extra entro un mese in caso di interventi sul circuito di refrigerante (riparazioni, ecc.);

- l'impresa installatrice deve essere iscritta alla camera di commercio e che abbia l'abilitazione secondo il DPR 37/08 lettera C (solo in caso di installazione).

Rimane aperta la possibilità per gli enti e le aziende non installatrici ma possessori di apparecchiature di ottemperare agli obblighi di cui sopra tramite personale interno, certificato secondo il REG UE 303/2008 (non serve in questo caso la certificazione dell'impresa ma solo della persona fisica). Recentemente il REG UE 517/2016 abroga il REG CE 842/2006 e in Italia viene recepito con il DPR 146/2018. Le principali novità sono:

- l'Istituzione della Banca Dati dei Gas Fluorurati, che rende digitale l'attività di compilazione del registro di apparecchiatura inizialmente cartaceo;
- l'inclusione, prima inesistente, della tracciabilità delle macchine contenenti F-Gas a prescindere dal contenuto, quindi anche sotto i 3 kg;
- la modifica dei criteri di controllo delle perdite non più basati sul quantitativo di gas contenuto ma sul potenziale di effetto serra come da tabella seguente.

FREQUENZA DEI CONTROLLI DELLE PERDITE F-GAS (REGOLAMENTO F-GAS)						
Impianti contenenti determinati quantitativi di F-Gas					Frequenza Controllo delle Perdite(senza sistemi di controllo installati)	Frequenza Controllo delle Perdite(con sistemi di controllo installati)
Tonn CO2 equivalenti	R-134a GWP = 1430	R-407C GWP = 1774	R-410A GWP = 2088	R-404A GWP = 3922		
Da 5 a 50 tonn CO2 equivalenti	da 3,5 a 35 kg	da 2,8a 28 kg	da 2,4a 24 kg	da 1,3a 12,7 kg	ogni 12 mesi	ogni 24 mesi
Da 50 a 500 tonn CO2 equivalenti	da 35a 350 kg	da 28a 282 kg	da 23,9a 239 kg	da 12,7a 127 kg	ogni 6 mesi	ogni 12 mesi
Oltre 500 tonn CO2 equivalenti	> 350 kg	> 282 kg	> 239 kg	> 127 kg	ogni 3 mesi	ogni 6 mesi

Figura 14: tabella dei controlli periodici secondo il regolamento F-Gas

Un'altra legge che interviene in maniera pratica nelle attività di manutenzione e conduzione degli impianti è il DPR 74/2013: "Regolamento recante definizione dei criteri generali in materia di esercizio, conduzione, controllo, manutenzione e ispezione degli impianti termici per la climatizzazione invernale ed estiva degli edifici e per la preparazione dell'acqua calda per usi igienici sanitari, a norma dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e c), del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192. (13G00114)".

Esso fa parte di un filone normativo sull'uso razionale dell'energia, in ambito di climatizzazione; di seguito è riportata la tabella relativa alle periodicità dei controlli riguardanti l'efficienza energetica nella climatizzazione degli ambienti civili. Non essendo chiarissimo il confine di applicazione della legge, esiste la FAQ-1, disponibile e pubblicata dal Ministero dello Sviluppo Economico sul proprio sito, che recita quanto segue:

“Si specifica poi che sono assimilati agli impianti termici quegli impianti ad uso promiscuo nei quali la potenza utile dedicata alla climatizzazione degli ambienti sia superiore a quella dedicata alle esigenze tecnologiche e/o a fini produttivi, comprendenti anche la climatizzazione dei locali destinati ad ospitare apparecchi o sostanze che necessitano di temperature controllate.”

Ciò comporta la redazione di un nuovo libretto di impianto e la compilazione del modello di efficienza energetica di tipo 2, specifico per le macchine frigorifere con la cadenza riportata nella riga pertinente della tabella in Figura 15.

ALLEGATO A

(articolo 8 , commi 1, 2 e 5)

PERIODICITÀ DEI CONTROLLI DI EFFICIENZA ENERGETICA SU IMPIANTI
 CLIMATIZZAZIONE INVERNALE DI POTENZA TERMICA UTILE MAGGIORI DI 10 kW E
 SU IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE ESTIVA DI POTENZA TERMICA UTILE NOMINALE
 MAGGIORE DI 12 kW

Tipologia impianto	Alimentazione	Potenza termica ⁽¹⁾ [kW]	Cadenza controlli di efficienza energetica (anni)	Rapporto di controllo di efficienza energetica ⁽²⁾
Impianti con generatore di calore a fiamma	Generatori alimentati a combustibile liquido o solido	$10 < P < 100$	2	Rapporto tipo 1
		$P \geq 100$	1	
	Generatori alimentati a gas, metano o GPL	$10 < P < 100$	4	Rapporto tipo 1
		$P \geq 100$	2	
Impianti con macchine frigorifere/pompe di calore	Macchine frigorifere e/o pompe di calore a compressione di vapore ad azionamento elettrico e macchine frigorifere e/o pompe di calore ad assorbimento a fiamma diretta	$12 < P < 100$	4	Rapporto tipo 2
		$P \geq 100$	2	
	Pompe di calore a compressione di vapore azionate da motore endotermico	$P \geq 12$	4	Rapporto tipo 2
	Pompe di calore ad assorbimento alimentate con energia termica	$P \geq 12$	2	Rapporto tipo 2
Impianti alimentati da teleriscaldamento	Sottostazione di scambio termico da rete ad utenza	$P > 10$	4	Rapporto tipo 3
Impianti cogenerativi	Microcogenerazione	$P_{el} < 50$	4	Rapporto tipo 4
	Unità cogenerative	$P_{el} \geq 50$	2	Rapporto tipo 4

P – Potenza termica utile nominale
 P_{el} – Potenza elettrica nominale

(1) I limiti degli intervalli sono riferiti alla potenza utile nominale complessiva dei generatori e delle macchine frigorifere che servono lo stesso impianto
 (2) I rapporti di controllo di efficienza energetica, nelle versioni o configurazioni relative alle diverse tipologie impiantistiche sono emanati, aggiornati e caratterizzati da una numerazione progressiva che li identifica, con decreto del ministero dello sviluppo economico entro il 1° gennaio 2013, come previsto all'articolo 7, comma 6.

Figura 15: tabella di periodicità dei controlli di efficienza energetica secondo il DPR 74/2013

10) OLI LUBRIFICANTI

10.1. Caratteristiche:

- Far rimanere il fluido a temperature bassissime ($\approx 40^{\circ}\text{C}$);
- Far rimanere inalterate le proprietà del fluido a temperature alte ($(120\div 130)^{\circ}\text{C}$);
- Alta miscibilità ed assenza di reazione con il fluido refrigerante;
- Compatibilità con gli organi del circuito di raffreddamento;
- Isolante elettrico;
- Limitata tossicità.

La circolazione del lubrificante può avvenire principalmente in due modi:

- si installa un filtro separatore subito dopo il compressore che ha funzione di rimando dell'olio verso la coppa per rimandarlo in circolo; in questo modo, qualche traccia di olio è sempre presente nel fluido durante il funzionamento della macchina. Il dispositivo è costoso ed ingombrante, quindi si mette solo se vi è convenienza (ad esempio per grandi volumi da processare);
- si manda in circolo mischiato al fluido, così da assicurarne la presenza costante nel circuito. È il modo più comune per lubrificare i compressori ma bisogna prestare attenzione a non creare nel circuito delle zone morte in cui l'olio rimanga intrappolato (ad esempio nell'evaporatore in cui il fluido evapora e trascina per velocità la nebbia liquida di olio).

Con i gas refrigeranti moderni (R407c o R410A) si utilizzano solo oli sintetici e non oli minerali.

Con i nuovi refrigeranti HFO è necessario sostituire gli oli minerali o sintetici affidandosi ad una diversa tecnologia di oli, nello specifico:

- per il gas R1234yf è richiesto l'utilizzo di un olio di tipo PAG (PoliAlchilenGlicole), anche se va d'accordo con gli oli POE (PoliOilEstere), principalmente utilizzato nel settore automotive o se legato all'utilizzo del gas R134a o R744;
- per il gas 1234ze è richiesto l'utilizzo di olio sintetico POE;
- per il gas 1233zd è richiesto l'utilizzo di olio sintetico POE.
- per i soli gas R717 ed R744, esiste l'ultima famiglia di oli di tipo PAO (PoliAlfaOlefinico).

A scanso di equivoci, per quanto riguarda l'applicazione di olio lubrificante si consiglia sempre di seguire le indicazioni del costruttore delle macchine termiche per preservarne la vita utile.