

TOLLERANZE E INCERTEZZE NEI DATI SULLE PRESTAZIONI DEI COMPRESSORI FRIGORIFERI

GENNAIO 2017



2111 Wilson Blvd, Suite 500
Arlington, Virginia 22201 USA
+001 (703) 524-8800



SOMMARIO

SEZIONE	PAGINA
Introduzione	1
Incertezza di misura	2
Incertezza di riproducibilità dei test da laboratorio a laboratorio	4
Incertezza di produzione	5
Incertezza nella previsione delle prestazioni	7
Incertezza delle condizioni testate vs. nominali	8
Bibliografia	10

INTRODUZIONE

Gli standard di valutazione dei dati sulle prestazioni dei compressori e delle unità condensanti prevedono la pubblicazione di dati rappresentativi delle unità medie prodotte. La tolleranza consentita secondo gli standard AHRI e EN viene regolarmente riesaminata durante le revisioni. Questi standard contengono la descrizione delle condizioni di valutazione e dei valori di tolleranza associati. I valori di tolleranza in AHRI 510, AHRI 520, AHRI 540, AHRI 570, EN 12900 e EN 13215 variano in base alle condizioni di valutazione e sono considerati necessari secondo lo stato attuale degli standard di produzione e prova statunitensi ed europei.

La tolleranza consentita per la capacità frigorifera dei compressori arriva a:

- -5% con una temperatura di evaporazione elevata (HBP, contropressione alta)
- -7,5% con una temperatura di evaporazione media (MBP, contropressione media)
- -10% con una temperatura di evaporazione bassa (LBP, contropressione bassa)

Il coefficiente di prestazione (COP) o indice di efficienza (EER) hanno una tolleranza fino a -10%, mentre è -5% in punti specifici di valutazione.

Gli standard di cui sopra specificano una singola tolleranza in una vasta gamma di condizioni e intervalli di esercizio. Tuttavia, l'impatto delle tolleranze di produzione e l'incertezza nelle prove cresce con temperature di evaporazione più basse, in particolare con un rapporto di pressione più alto. La prova secondo ASHRAE 23 o EN 13771 serve a stabilire - e anche verificare - i dati sulle prestazioni. L'incertezza del metodo di verifica dovrà essere notevolmente ridotta rispetto alla tolleranza da mantenere, in base alla metodologia di garanzia di qualità.

Questo documento esaminerà cinque (5) tra le principali incertezze relative alla prestazioni dei compressori:

- L'incertezza di misura si basa sugli errori di misurazione degli strumenti utilizzati nel corso dei test sulle prestazioni del compressore e può causare incertezze fino al 2,1% in termini di capacità e all'1,3% in termini di energia assorbita quando si esegue il test in conformità con gli standard di settore ASHRAE 23 e EN 13771. Tuttavia, altri fattori di incertezza sistematica dei dati, tra cui i dati sul refrigerante, la circolazione dell'olio, la deviazione dei punti di prova e la stabilità delle condizioni di esercizio, vanno ad aggiungersi a questi valori di incertezza ma non possono essere calcolati statisticamente.
- L'incertezza di riproducibilità dei test da laboratorio a laboratorio si basa su differenze nei punti di misurazione, nella taratura delle apparecchiature, nel metodo di misurazione, nella qualità della rete elettrica e nelle proprietà del refrigerante. Queste possono rappresentare una percentuale di incertezza fino al 2,1% in termini di capacità e del 2,3% in termini di efficienza quando si esegue il test in conformità con gli standard di settore ASHRAE 23 e EN 13771.
- L'incertezza di produzione causata dal volume morto del compressore, dalle variazioni di parti di lavorazione, dall'efficienza dei motori elettrici, dalle perdite interne di gas, dagli allineamenti dei cuscinetti e dalle perdite meccaniche su superfici di attrito che generalmente producono un'incertezza dell'1,5% in termini di capacità.
- L'incertezza nella previsione delle prestazioni è il risultato del fitting delle curve nelle mappe di prestazione del compressore utilizzando un numero limitato di punti di valutazione per convalidare i calcoli. L'incertezza media può arrivare al 4% e al 5% rispettivamente per la portata massica e per la previsione di potenza. L'errore massimo assoluto può arrivare al 17% e al 9% rispettivamente per la portata massica e per la previsione di potenza.
- L'incertezza nelle condizioni testate vs. nominali è il risultato della prova a condizioni leggermente diverse da quelle nominali entro i limiti dello standard che può determinare errori di portata massica/capacità e potenza nell'ordine dell'1,5% e del 2% rispettivamente.

Per ottenere valori di incertezza inferiori a quelli di riferimento sarebbe necessario sviluppare metodi e configurazioni di prova standard completamente nuovi che sarebbero però, sicuramente, più lontani dai sistemi di refrigerazione effettivi e reali rispetto alle procedure attuali.

INCERTEZZA DI MISURA

Incertezza di misura negli standard di prova

Gli standard di prova per i compressori e per le unità condensatrici indicano i valori massimi o limite relativi alle incertezze. I valori sono le incertezze di misura di riferimento per le singole quantità misurate. L'incertezza risultante per i dati sulle prestazioni può essere calcolata sulla base di tali valori per avvicinarsi quanto più possibile ai valori di capacità frigorifera dei compressori:

- $\pm 1,5\%$ con una temperatura di evaporazione elevata (HBP, contropressione alta)
- $\pm 2,1\%$ con una temperatura di evaporazione bassa (LBP, contropressione bassa)

La potenza in ingresso $\pm 1,3\%$

L'incertezza risultante per il COP pertanto raggiunge circa:

- $\pm 2\%$ con una temperatura di evaporazione elevata (HBP, contropressione alta)
- $\pm 3\%$ con una temperatura di evaporazione bassa (LBP, contropressione bassa)

Il testo della descrizione differisce tra gli standard, in quanto non tutti gli standard sono completamente allineati con le Guide ISO/IEC 98-3 (standard derivante dalla GUM - Guida all'espressione dell'incertezza di misura) e Guida 99 ISO/IEC (tratta dal VIM - Vocabolario internazionale di metrologia).

Le incertezze riportate negli standard di prova sono relative ai valori misurati di una certa quantità, ad es. per la lettura della temperatura o della pressione di un fluido. L'incertezza indicata è pertanto un'incertezza combinata, che include incertezze di tipo A, basate sulla determinazione statistica, e di tipo B, basate sulla determinazione non statistica. Il Tipo B comprende gli errori sistematici o le derive della strumentazione e il posizionamento dei sensori.

Come standard di settore, ASHRAE 23 e EN 13771-1 trattano l'incertezza allo stesso modo degli standard IEC, ossia un'incertezza espansa con un intervallo di confidenza del 95%. Essa è pari a circa 2 volte la deviazione standard, se si includono solo i valori di incertezza di tipo A.

Incertezza di misura di tipo A e B:

Gli standard di prova dei compressori, ASHRAE 23 e EN 13771-1, richiedono la taratura della strumentazione (catena di misura) utilizzata. Dalle letture ripetute durante la taratura, incertezze di tipo A, è possibile calcolare la parte statistica.

Le parti non statistiche dell'incertezza relativa alla strumentazione, ossia le parti di tipo B (sistematiche), vengono calcolate dalle deviazioni tra le letture medie e i valori di riferimento durante il processo di taratura, e possono pertanto essere corrette. Qualora le incertezze di tipo B non possano essere determinate in termini di dimensioni e direzione con la taratura, esse verranno trattate alla stessa maniera delle incertezze di tipo A.

Limiti delle incertezze di misura

Gli standard di prova ASHRAE 23 e EN 13771 riportano le incertezze massime consentite per la misurazione delle quantità necessarie con i seguenti importanti valori esemplificativi:

- Temperatura $\pm 0,3 \text{ K}$ o $\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{F}$
- Differenze di temperatura $\pm 1\%$ della differenza
- Pressione $\pm 1\%$ del valore
- Energia elettrica $\pm 1\%$ del valore

La taratura deve poter essere ricongiunta agli standard nazionali o principali.

Incertezza di tipo B basata su altri fattori di influenza

L'incertezza di tipo B aggiuntiva dovuta alle deviazioni rispetto alle condizioni di prova ideali può essere riconosciuta, ma non determinata con precisione. Tra i possibili fattori di influenza possiamo enumerare:

- Incertezza dei dati sul refrigerante: I dati sul refrigerante vengono calcolati mediante software sulla base di dati sperimentali. Possono avere fonti diverse e differire, oppure possono essere

modificati o migliorati nel tempo. Pertanto i dati al momento della prova e nel corso della prova successiva possono differire leggermente.

Si stima che l'impatto sui dati sulle prestazioni sia superiore all'1%.

- Olio in circolo nel sistema: La maggior parte dei compressori di tipo volumetrico usa l'olio come lubrificante e ne trasporta una piccolissima porzione con la portata massica di refrigerante. L'impatto può essere stimato solo in base all'esperienza, o limitato con mezzi tecnici, come ad esempio un separatore d'olio. L'influenza dell'olio teoricamente varia con il metodo di prova scelto dallo standard di prova, della miscela olio-refrigerante utilizzata e delle condizioni di esercizio. L'uso di un separatore d'olio riduce l'impatto della "variabile" olio, ma modifica le condizioni di esercizio rispetto ai sistemi reali. Pertanto i separatori d'olio sono consigliati solo quando l'olio contenuto nel refrigerante è superiore a circa l'1,5%. Si stima che tale contenuto d'olio possa influenzare i dati sulle prestazioni fino a circa il 2%.
- Deviazione delle condizioni dai valori impostati: Durante le prove, le condizioni di esercizio stabilizzate possono differire leggermente dai valori di riferimento. Tratteremo l'impatto di tale aspetto in separata sede.
- Stabilità delle condizioni di esercizio: Il calcolo della capacità frigorifera tramite la portata massica del refrigerante presuppone: che la portata massica nel punto di misurazione nel sistema, ad es. un calorimetro evaporatore, sia identica alla portata massica attraverso il compressore nel periodo di prova. Ciò vale, se tutte le pressioni, le temperature, e le altre condizioni rimangono completamente stabili. Poiché si tratta di una situazione ideale, vi sono piccole deviazioni nei bilanci termici, dovute all'accumulo o allo scarico di calore a causa dell'inerzia termica delle masse, che non sono rilevabili entro le normali condizioni di esercizio. Anche nei banchi di prova, le condizioni possono variare leggermente, compensando tali influenze dovute all'inerzia e rendendo necessaria l'adozione di valori medi. I valori medi sono solo un'approssimazione ad un valore costante, in quanto il processo non ha unicamente fattori di influenza strettamente lineari. Nei banchi di prova ben progettati, queste due influenze dovrebbero essere abbastanza limitate.

INCERTEZZA DI RIPRODUCIBILITÀ DEI TEST DA LABORATORIO A LABORATORIO

La riproducibilità da laboratorio a laboratorio è la riproducibilità di un test su un compressore in un laboratorio diverso, con lo stesso prodotto fisico negli stessi punti operativi e con lo stesso refrigerante, utilizzando uno standard di misurazione come EN13771-1.

Le incertezze tra i laboratori sono basate su:

- Deviazioni consentite in termini di pressione, temperatura, velocità e tensione.
- Taratura dei dispositivi di misurazione
- Metodi di misurazione, come la misurazione di volume o portata massica presso il punto di aspirazione o mandata
- Qualità della rete elettrica
- Proprietà del refrigerante o database delle proprietà del refrigerante

Nel 2012, ASERCOM ha sviluppato un ampio programma di prove per quantificare la riproducibilità da laboratorio a laboratorio. A questo programma di prove hanno partecipato i laboratori di sette diversi produttori di compressori europei, assieme a laboratori privati e indipendenti. Tutti i laboratori erano stati precedentemente ispezionati dal TÜV Süd. Un compressore a pistoni da circa 100 m³/h è passato di laboratorio in laboratorio, e presso ognuno di essi è stato misurato presso 14 punti operativi diversi in conformità con EN13771-1. La misurazione è stata effettuata con il refrigerante R404A e ha preso in considerazione punti operativi con contropressione media o bassa. In ciascun laboratorio sono stati misurati la capacità frigorifera e il consumo elettrico.

Per valutare i risultati, è stata calcolata una media aritmetica per ciascun punto operativo relativamente al consumo elettrico e alla capacità frigorifera. Quindi, è stata studiata la deviazione tra la media aritmetica e i singoli valori misurati ed è stata preparata una distribuzione normale. È stata determinata la deviazione massima per tutti i valori entro 2 volte la deviazione standard, ed è la seguente:

Contropressione bassa

- Capacità frigorifera +/- 2,1%
- Consumo elettrico +/- 1,2%
- COP/EER +/- 2,3%

Contropressione media

- Capacità frigorifera +/- 1,5%
- Consumo elettrico +/- 1,5%
- COP/EER +/- 1,8%

I risultati mostrano una deviazione maggiore in termini di capacità frigorifera con una contropressione bassa. A causa della pressione di aspirazione minore, la capacità frigorifera è più difficile da misurare con una contropressione bassa. Le deviazioni in termini di COP/EER mostrano che il 95% dei valori misurati ha una deviazione pari o inferiore al 2,3% rispetto alla media aritmetica. La deviazione massima su un singolo punto tra due laboratori era del 6,5%.

INCERTEZZA DI PRODUZIONE

Volume morto

Nelle tolleranze riportate, in particolare la capacità frigorifera, la deviazione tollerata per il funzionamento con controcompressione bassa è superiore rispetto a quello con controcompressione alta. In questo modo è possibile ottenere il comportamento tipico, per esempio dei compressori alternativi, che vengono spesso utilizzati per controcompressione bassa (LBP) e media (MBP). I compressori alternativi hanno un volume morto, che è necessario per evitare che il pistone colpisca la piastra della valvola. Il volume morto può essere dal 2% al 3% della cilindrata e può variare nella produzione a causa di tolleranze di lavorazione nel pistone della catena - asta di connessione - albero a gomiti - alloggiamento - guarnizione, che insieme formano una serie.

Presumendo che il volume morto vari di $\pm 0,5$ punti percentuali, un calcolo mostra l'impatto sull'utilizzo della cilindrata, detto anche efficienza volumetrica. Utilizzando i punti di valutazione per CA/HBP e LBP è possibile vedere, a seconda del refrigerante utilizzato, l'impatto approssimativo di uno 0,5% di volume morto aggiuntivo.

- condizione CA/HBP rapporto di pressione da 3 a 4 impatto da 1,5 a 2% della portata
- condizione LBP rapporto di pressione da 10 a 15 impatto da 5 a 7,5% della portata

L'efficienza del compressore non cala eccessivamente, in quanto il gas compresso nel volume morto si ri-espande e restituisce una parte dell'energia di compressione, al netto delle perdite. Le perdite di attrito del compressore non hanno alcuna rilevanza. Pertanto, il COP risulta meno ridotto rispetto alla capacità.

Questo è il motivo per cui la tolleranza del COP rimane invariata per tutte le condizioni.

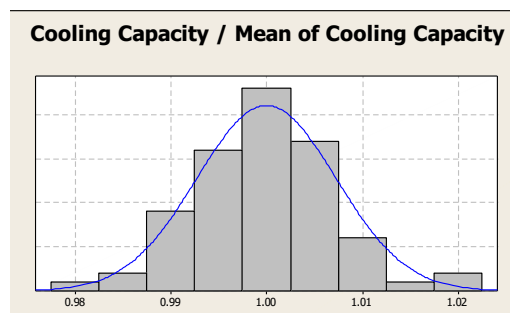
Variazione di prodotto

La variazione di prodotto deriva dalla variazione di una serie di fattori indipendenti, ciascuno dei quali varia all'interno dei propri limiti di tolleranza in termini di produzione e assemblaggio. A seconda del design e della tecnologia, i fattori riconosciuti hanno impatti diversi relativamente a capacità frigorifera, potenza del motore e COP.

Tali fattori comprendono almeno, ma non solo, quanto segue:

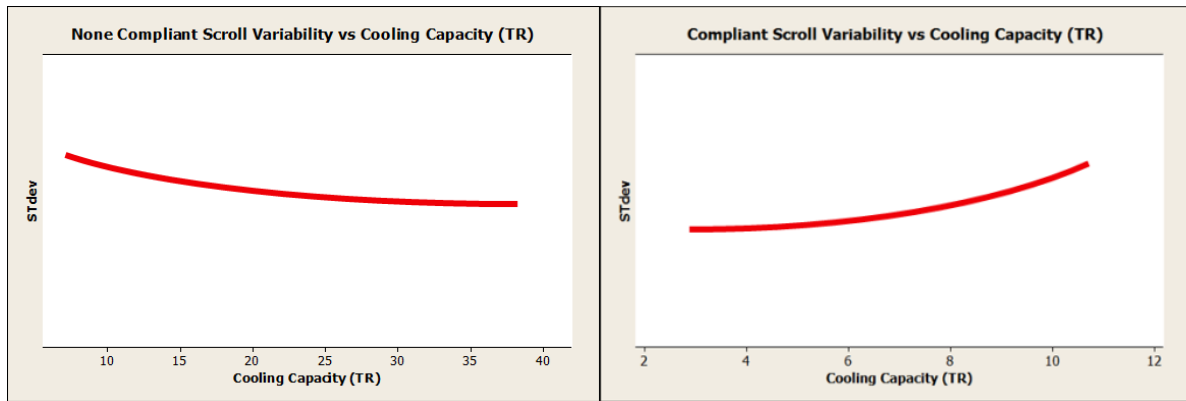
- Volume morto dei compressori alternativi rispetto all'intervallo di temperatura.
- Variazioni nella lavorazione dei pezzi
- Efficienza elettrica del motore
- Perdite interne di gas (valvole dei compressori alternativi o spazi nei compressori scroll)
- Allineamenti dei cuscinetti
- Perdite meccaniche nelle superfici di attrito

La variabilità tipica del prodotto in termini di capacità frigorifera è di circa $\pm 1,5\%$ (2σ) come mostrato qui di seguito:



La tendenza della variazione è determinata dall'insorgenza e dal peso dei diversi fattori in relazione al design, alla tecnologia e al metodo di assemblaggio. Se l'ordine di grandezza non cambia in modo significativo in ogni caso, la forma della curva dice qualcosa sul comportamento e la sensibilità di una gamma di compressori rappresentativi.

Le seguenti curve, basate su un campo di analisi limitato, mostrano diversi casi concreti.



INCERTEZZA NELLA PREVISIONE DELLE PRESTAZIONI

I produttori di compressori sono tenuti a dichiarare le prestazioni del compressore entro determinati limiti di esercizio. Le prestazioni si dividono in potenza assorbita, portata massica di refrigerante e capacità frigorifera e vengono utilizzate per confrontare i diversi compressori a condizioni di esercizio fisse, ma anche per simulazioni di sistema entro i limiti di esercizio.

Le incertezze dei dati sono influenzate dalle incertezze di misura, dalle variazioni tra i compressori, dal tipo di polinomio utilizzato (primo principio o modello black box), dall'estrapolazione e dall'incertezza di regressione. In particolare, lo Standard AHRI 540 prevede che le valutazioni dei compressori impieghino un polinomio a 10 coefficienti, come descritto nell'equazione 1:

$$X = C_1 + C_2(T_s) + C_3(T_d) + C_4(T_s^2) + C_5(T_s T_d) + C_6(T_d^2) + C_7(T_s^3) + C_8(T_s^2 T_d) + C_9(T_s T_d^2) + C_{10}(T_d^3)$$

Dove:

Da C1 a C10 = coefficienti di regressione forniti dal produttore

T_d = temperatura del punto di rugiada di mandata, °F, °C

T_s = temperatura del punto di rugiada di aspirazione, °F, °C

X = unità di misura delle prestazioni (tasso di potenza o portata massica¹)

AHRI 540 indica inoltre che i coefficienti di regressione devono essere stabiliti con il "Metodo dei minimi quadrati", che richiede almeno 11 punti di prova sperimentali, come descritto nell'equazione 2:

$$\begin{bmatrix} 1 & T_{s1} & T_{d1} & T_{s1}^2 & T_{s1}T_{d1} & T_{d1}^2 & T_{s1}^3 & T_{s1}^2T_{d1} & T_{s1}T_{d1}^2 & T_{d1}^3 \\ 1 & T_{s2} & T_{d2} & T_{s2}^2 & T_{s2}T_{d2} & T_{d2}^2 & T_{s2}^3 & T_{s2}^2T_{d2} & T_{s2}T_{d2}^2 & T_{d2}^3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & T_{s11} & T_{d11} & T_{s11}^2 & T_{s11}T_{d11} & T_{d11}^2 & T_{s11}^3 & T_{s11}^2T_{d11} & T_{s11}T_{d11}^2 & T_{d11}^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C1 \\ C2 \\ C3 \\ C4 \\ C5 \\ C6 \\ C7 \\ C8 \\ C9 \\ C10 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_{11} \end{bmatrix}$$

Le curve fitting si basano su misurazioni sperimentali di temperature, portata massica, e consumo elettrico. Pertanto, le incertezze di misura descritte nelle sezioni precedenti hanno un effetto notevole sull'incertezza del modello di regressione. Aute e Martin [1] hanno valutato l'incertezza di regressione per l'Eq. 1 dimostrando che l'incertezza media può arrivare al 4% e al 5% rispettivamente per la previsione della portata massica e della potenza. L'errore massimo assoluto può arrivare al 17% e al 9% rispettivamente per la previsione della portata massica e della potenza, mentre gli errori massimi si verificano a condizioni di esercizio con basse temperature del punto di rugiada di aspirazione e di mandata.

Per migliorare la precisione di previsione, possono essere misurati punti aggiuntivi, sempre nei limiti di esercizio del compressore. Tuttavia, a causa del costo di questi test aggiuntivi, i produttori di compressori spesso devono trovare il giusto equilibrio tra il numero di test e la precisione di previsione. Occorre prestare la dovuta attenzione alla selezione dei punti di prova impiegati nella regressione lineare, in cui il design adattativo dei metodi adottati negli esperimenti è consigliato per la selezione dei campioni per specifici limiti di esercizio [2]. Questi metodi hanno dimostrato di migliorare la precisione dei modelli con lo stesso numero di test eseguiti.

Nuovi standard in grado di incrementare il numero di dati pubblicati potrebbero già portare all'introduzione di ulteriori punti di prova sperimentali. Ad esempio, EN12900 obbliga i produttori di compressori con capacità di carico parziale a pubblicare fino a quattro (4) gradini di parzializzazione.

¹ La capacità frigorifera può essere calcolata utilizzando il tasso di portata massica del refrigerante e le condizioni di esercizio (T_s, T_d, SC e SH) e non richiede il curve fitting, pertanto la propagazione dell'incertezza non è inclusa in questa relazione.

INCERTEZZA DELLE CONDIZIONI DI TEST VS. NOMINALI

Gli standard per i test dei compressori consentono deviazioni di ingresso rispetto alle condizioni di prova base/specificate. Ciò significa che, se le effettive condizioni di ingresso della prova possono essere differenti dalle condizioni di prova base, ma sempre nei limiti delle deviazioni consentite, allora il risultato del test potrebbe essere accettabile. I dati di ingresso richiesti per le condizioni di prova base sono la pressione di aspirazione del refrigerante (o temperatura del punto di rugiada di aspirazione), la pressione di mandata del refrigerante (o temperatura del punto di rugiada di mandata), la temperatura di aspirazione (o surriscaldamento di aspirazione), la temperatura ambiente dell'aria, il sottoraffreddamento del liquido, i giri/min del compressore per la tipologia a motore esterno oppure frequenza elettrica del motore e tensione di linea. I parametri minimi di uscita tipicamente segnalati sono la portata massica del refrigerante, la potenza del compressore e l'efficienza calcolata (COP, EER, ecc.). Questi parametri di uscita da segnalare possono essere regolati in base alle condizioni di prova base dalle condizioni effettive di prova come in [3]. L'ipotesi principale esposta in [3] è che l'efficienza volumetrica e isoentropica del compressore sia costante per la conversione dalle condizioni effettive (misurate) alle condizioni di prova base.

Per un compressore volumetrico, a fase singola, con refrigerante, senza iniezione di liquido per il controllo della temperatura di mandata o controllo della temperatura del motore, la Figura 1 illustra la condizione base 1 come ingresso al compressore e la condizione base 2 come uscita al compressore. Ora la condizione effettiva all'ingresso può rientrare nel cerchio di deviazione vicino a 1 (P_1 , T_1) e la condizione effettiva all'uscita può variare vicino a 2 (P_2) come rappresentato nella figura 1. Inoltre, è possibile prendere in considerazione come in [3] le variazioni in ingresso, come la velocità del compressore (giri/min o Hz) e il sottoraffreddamento del liquido.

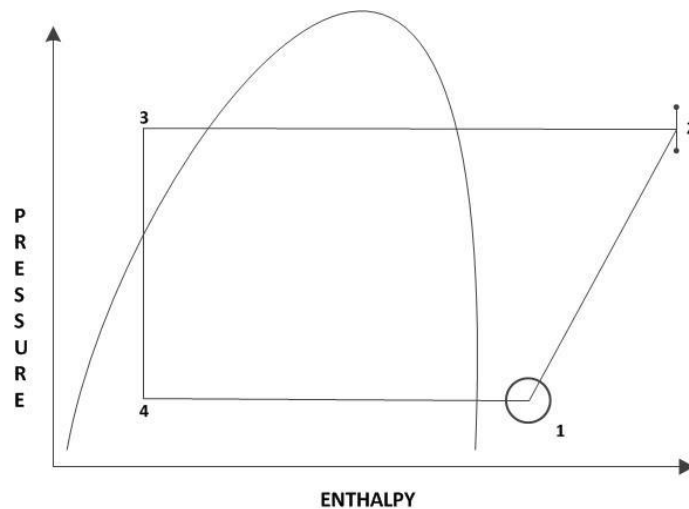


Figura 1: Tabella PH per i processi 1-2 (compressione a fase singola).

Esempio:

Consideriamo un compressore con volume di mandata di 0,067739 ft³/giro con refrigerante R134a e che abbia un tasso di circolazione dell'olio e una temperatura ambiente accettabili. Di seguito indichiamo le condizioni base/specifiche di prova. L'obiettivo dell'esempio è calcolare la portata massica del refrigerante, la potenza e l'EER alla condizione base/specificata.

	Condizione di prova base/specificata	Condizione di prova effettiva
Pressione di aspirazione (psia)	54,75	55,3
Pressione di mandata (psia)	213,41	211,4
Temperatura di aspirazione (F)/surriscaldamento (R)	65/20	69/24
Velocità (giri/min)	1.750	1.733
Sottoraffreddamento del liquido del condensatore (F)	15	15
Portata di refrigerante (lb/min)	122,64	121,5
Potenza, KW (Btu/min)	42,95 (2.444,85)	42,39 (2.412,82)

Capacità, btu/min (Tonn)	11.316 (56,57)	11.291 (56,454)
EER (BTU/W-hr)	15,79	15,98

Parametri calcolati

$$\eta_{va} = \frac{m_a \cdot v_a}{V \cdot N_a} \cdot 100 = \frac{121.5 \times 0.91827}{0.067739 \times 1733} \times 100 = 95.04\%$$

$$Q_a = m_a \cdot (h_{1a} - h_{f2a}) = 121.5 \cdot (178.51 - 85.58) = 11291 \text{ btu/min}$$

$$\eta_{ia} = \frac{m_a (h_{2ia} - h_{1a})}{P_a} \cdot 100 = \frac{121.5 \times (191.38 - 178.51)}{2412.82} \times 100 = 64.81\%$$

$$EER_a = \frac{Q_a \left(\frac{\text{btu}}{\text{min}} \right)}{P_a \left(\frac{\text{btu}}{\text{min}} \right)} \times 3.412 = \frac{11291}{2412.82} \times 3.412 = 15.98 \frac{\text{btu}}{\text{w.hr}}$$

Il calcolo di cui sopra usa l'equazione (2), (5) e (6) da [3] per calcolare la capacità effettiva, l'efficienza volumetrica effettiva, l'efficienza isoentropica effettiva e l'EER alle condizioni effettive. Questo calcolo può essere utilizzato solo entro i limiti indicati nella tabella 3 in [3].

$$m = \frac{\eta_{va} \cdot V \cdot N_a}{v_a \cdot 100} = \frac{95.04 \times 0.067739 \times 1750}{0.91861 \times 100} = 122.64 \text{ lb/min}$$

$$P = \frac{m \cdot (h_{2i} - h_1)}{\eta_{ia}} \cdot 100 = \frac{122.64 \times (190.60 - 177.68)}{64.81} \times 100 = 2444.85 \text{ btu/min}$$

$$Q = m \cdot (h_1 - h_{f2}) = 122.64 \cdot (177.68 - 85.41) = 11316 \text{ btu/min}$$

$$EER = \frac{Q \left(\frac{\text{btu}}{\text{min}} \right)}{P \left(\frac{\text{btu}}{\text{min}} \right)} \times 3.412 = \frac{11316}{2444.85} \times 3.412 = 15.79 \frac{\text{btu}}{\text{w.hr}}$$

Il calcolo descritto utilizza l'equazione da (7) a (11) da [3] per calcolare la portata massica del refrigerante, la potenza del compressore e l'EER per le condizioni di base/specificate.

Commenti:

1. La differenza tra le condizioni di prova effettive e le condizioni di prova specificate può generare errori relativi a portata massica/capacità e potenza nell'ordine dell'1,5% e del 2%, rispettivamente.
2. Inoltre, simili errori di percentuale (entro tolleranza) nelle pressioni e temperature di ingresso possono determinare un'ampiezza di errore variabile relativamente alla portata massica di aspirazione (capacità) e alla potenza per diversi refrigeranti.
3. La condizione effettiva di prova può essere ulteriormente distante dalla condizione specificata per la prova se il sistema non è stabile o si trova in una condizione transitoria durante la registrazione dei parametri di prova.

BIBLIOGRAFIA

1. Aute, V. and Martin, C., A comprehensive evaluation of regression uncertainty and the effect of sample size on the AHRI-540 method of compressor performance representation. 23rd International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 11-14, 2016.
2. Aute, V., Martin, C. and Radermacher, R., AHRI Research Project 8013: A study of methods to represent compressor performance data over an operating envelope based on a finite set of test data. AHRI 2015.
3. EN 13771-1 (2014). 2003- Compressors and condensing units for refrigeration - Performance testing and test methods — Part 1: