

Metodo progettuale per il riutilizzo degli scambiatori di calore già installati sugli impianti

ing. Alessandra Tornese, ing. Giuseppe Starace, Ph.D.

INGEGNERIA STARACE – Energia Ricerca e Innovazione

via Putignani 210, 70122 BARI – tel. +39 080 9645195

www.ingegneriastarace.it info@ingegneriastarace.it

Sommario

Nell'ambito del suo lavoro, il progettista meccanico spesso incontra scambiatori di calore già installati all'interno di impianti circa i quali dispone di scarse informazioni, perlopiù di carattere geometrico. Il metodo che qui si propone, consente di predire con sufficiente precisione il comportamento dello scambiatore in diverse condizioni operative, a partire dalle sole informazioni facilmente rilevabili, cioè da quelle sulla sua tipologia e sulle temperature di lavoro. Sulla base di verifiche incrociate, con il metodo si risale alla potenza termica scambiata, al coefficiente globale di scambio termico, alla superficie di scambio disponibile e alle portate dei fluidi impiegati. Ancora, è possibile predire le prestazioni dello scambiatore di calore al variare di alcuni parametri di funzionamento dell'impianto in cui è installato, esplorandone il campo di funzionamento e individuandone in maniera immediata ed efficace le condizioni limite cui può essere sottoposto.

Introduzione

Gli scambiatori di calore, classificati in molteplici tipologie e configurazioni, taglie e fluidi utilizzati, trovano collocazione nei contesti impiantistici più svariati e in molteplici applicazioni. Il funzionamento di uno scambiatore è descritto dalle relazioni che esprimono il primo principio della termodinamica e che descrivono il fenomeno dello scambio termico nei suoi differenti meccanismi. Quando si lavora con gli scambiatori di calore ci si può trovare ad affrontare due esigenze diverse che sono il calcolo di progetto o quello di verifica.

Metodi, ormai consolidati, come quello della temperatura media logaritmica (*LMTD*) o dell'efficienza (ϵ -*NTU*), vengono utilizzati per l'uno o l'altro scopo e sono concepiti, nel primo caso, per dimensionare e scegliere uno scambiatore e la sua superficie di scambio, o nel secondo, per determinare la potenza termica scambiata da uno scambiatore esistente. Per l'applicazione di entrambi i metodi, il progettista, deve disporre di molteplici informazioni sui parametri progettuali. Deve conoscere, infatti, a seconda del metodo, le portate massiche dei fluidi e/o le loro temperature di ingresso e uscita e/o la superficie di scambio termico disponibile e/o le caratteristiche geometriche dello scambiatore, etc.

Quello che, invece, spesso accade nella realtà è di trovarsi di fronte ad uno scambiatore già installato all'interno di un impianto del quale si hanno a disposizione scarse informazioni, per la maggior parte dei casi limitate alle sole caratteristiche geometriche e con le quali è difficile avanzare considerazioni sulle prestazioni di scambio, soprattutto quando tali valutazioni presumibilmente si discostano dalle condizioni di progetto per le quali lo scambiatore è stato selezionato, perché magari l'impianto è stato soggetto a modifiche.

Il metodo

Il metodo qui proposto permette di predire il comportamento di uno scambiatore di calore, a partire da dati riguardanti la sola geometria e le temperature di funzionamento dei due fluidi nelle condizioni di interesse. Il modello sottostante al metodo di calcolo restituisce le curve di prestazioni per il dato scambiatore nelle diverse condizioni di funzionamento, le informazioni riguardanti la potenza termica scambiabile ed offre una stima immediata su come e quanto le variabili di processo influenzino lo scambio termico.

Inoltre, esso non necessita di conoscere le portate dei fluidi che attraversano lo scambiatore e ciò rappresenta un grosso vantaggio perché reperire tali informazioni risulta spesso difficoltoso nella realtà professionale poiché implica l'utilizzo di dispositivi di misura di elevato costo che per la loro installazione, necessitano di un forte intervento sull'impianto.

Il metodo proposto, sfruttando solo la conoscenza della geometria dello scambiatore e delle temperature dei fluidi (quest'ultime facilmente rilevabili mediante termocoppie da campo), permette di ottenere una stima sufficientemente veritiera della portate dei due fluidi impegnati nello scambio, senza avere effettivamente la necessità di misurarle.

Il modello si fonda sulle relazioni di base della termodinamica ed intreccia il metodo $\varepsilon - NTU$ con quello ΔT_{ml} [1], [2], [3], [4]. Le ipotesi iniziali sono le seguenti:

- lo scambiatore funziona in condizioni stazionarie,
- i valori del calore specifico per entrambi i fluidi si mantengono costanti durante l'attraversamento dello scambiatore
- il coefficiente globale di scambio termico U_0 è considerato costante.

Per l'utilizzo del modello è necessario disporre dei dati geometrici dello scambiatore e delle proprietà termodinamiche dei fluidi caldo e freddo. Disponendo delle temperature dei fluidi nelle condizioni di interesse, si calcolano l'efficienza dello scambiatore $\bar{\varepsilon}$, il rapporto di capacità \bar{C}_r e il numero di unità di trasferimento termico \bar{NTU} in quelle condizioni (i simboli sono segnati con un trattino in sommità ad indicare il riferimento alle temperature di quelle condizioni operative).

Conoscendo i salti di temperatura realizzati dai fluidi, è possibile identificare quello tra i due con la capacità termica inferiore. Se $T_{c,i}$ e $T_{c,u}$ sono rispettivamente le temperature di ingresso e di uscita del fluido caldo e $T_{f,i}$ e $T_{f,u}$ quelle di ingresso e uscita del fluido freddo si ha che [3] [5]:

$$\text{se } (T_{c,i} - T_{c,u}) < (T_{f,u} - T_{f,i}) \rightarrow C_{\min} = C_f \quad (1)$$

$$\text{se } (T_{c,i} - T_{c,u}) > (T_{f,u} - T_{f,i}) \rightarrow C_{\min} = C_c \quad (2)$$

L'efficienza, definita dal rapporto tra \dot{Q} la potenza termica effettivamente scambiata e \dot{Q}_{\max} quella massima teoricamente scambiabile:

$$\varepsilon = \dot{Q} / \dot{Q}_{\max} \quad (3)$$

La potenza termica effettivamente scambiata può essere determinata dalle:

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,i} - T_{c,u}) = C_f(T_{f,u} - T_{f,i}) \quad (4)$$

La massima potenza termica scambiabile è, invece,

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{c,i} - T_{f,i}) \quad (5)$$

Se, ad esempio, il fluido caldo è quello con la capacità termica minore, l'efficienza diventa:

$$\bar{\varepsilon} = \dot{Q}/\dot{Q}_{\max} = C_c(T_{c,i} - T_{c,u})/C_c(T_{c,i} - T_{f,i}) \quad (6)$$

Il rapporto di capacità \bar{C}_r è:

$$\dot{m}_c c_{p,c}(T_{c,i} - T_{c,u}) = \dot{m}_f c_{p,f}(T_{f,u} - T_{f,i}) \quad (7)$$

$$\bar{C}_r = C_{\min}/C_{\max} = \dot{m}_c c_{p,c}/\dot{m}_f c_{p,f} = (T_{f,u} - T_{f,i})/(T_{c,i} - T_{c,u}) \quad (8)$$

Utilizzando, poi, le relazioni disponibili in letteratura [5] per le varie tipologie di i scambiatori, dalla $\bar{\varepsilon}$ e dalla \bar{C}_r calcolati, ad esempio per uno scambiatore *shell and tube* con un passaggio lato tubi ed uno lato mantello, si può scrivere [5]:

$$\overline{NTU} = \frac{1}{1-\bar{C}_r} \ln \left(\frac{1-\bar{\varepsilon}\bar{C}_r}{1-\bar{\varepsilon}} \right) \quad (9)$$

La grandezza ora calcolata, per definizione $NTU = U_0 A_0 / C_{\min}$, dove U_0 è il coefficiente globale di scambio termico, e A_0 la superficie di scambio presa a riferimento è funzione delle portate dei due fluidi che attraversano lo scambiatore.

Per ottenere una stima di queste portate, applicando nuovamente il principio di conservazione dell'energia si ottiene che le due portate possono dirsi legate tra loro da un coefficiente di correlazione noto, che qui viene indicato con Θ e che è dipendente dalle sole temperature e dal calore specifico dei fluidi:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_f \left[c_{p,f}(T_{f,u} - T_{f,i}) / c_{p,c}(T_{c,i} - T_{c,u}) \right] = \dot{m}_f \cdot \Theta \quad (10)$$

È possibile allora, costruire la curva NTU in funzione di una delle due portate, descrittiva dello specifico scambiatore in esame poiché ottenuta considerandone la tipologia, le proprietà dei fluidi utilizzati e la relazione tra le portate. Tra tutti i punti della curva, il valore corrispondente ad \overline{NTU} , calcolato precedentemente dal modello, determina i valori delle due portate dei fluidi che in corrispondenza delle temperature analizzate per quel dato scambiatore, realizzano le condizioni di equilibrio termico (Fig.1).

Note le portate, il coefficiente globale di scambio termico U_0 e la potenza termica scambiata possono essere calcolate utilizzando le relazioni tradizionali:

$$\dot{Q} = \varepsilon (m c_p)_{\min} \cdot \Delta T_{\max} = \varepsilon (m c_p)_{\min} (T_{c,i} - T_{c,u}) \quad (11)$$

$$Q = U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{ml} \quad (12)$$

con ΔT_{ml} differenza media logaritmica di temperatura.

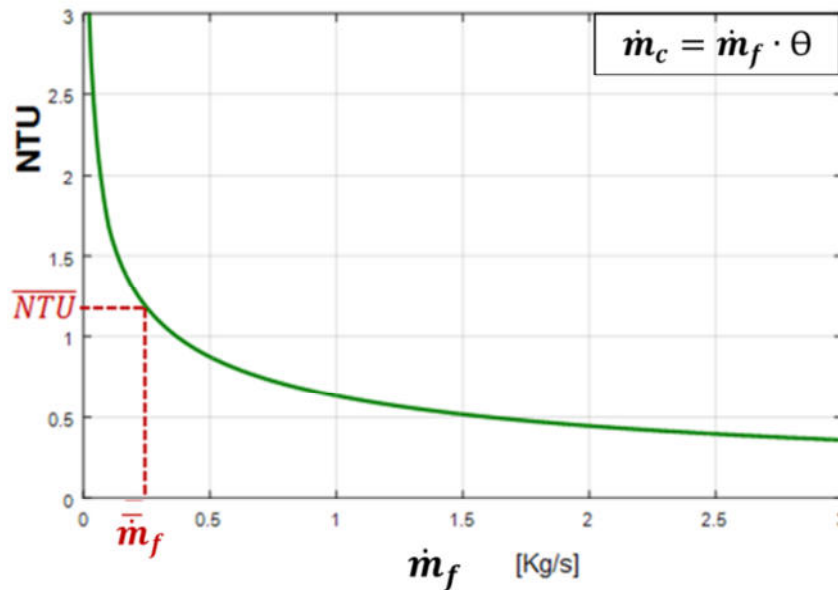


Figura 1: Curva per la determinazione delle portate

Con tutti i dati necessari alla sua caratterizzazione, si è in grado di fornire le curve di prestazione dello scambiatore in termini di potenza termica scambiabile in funzione delle grandezze di interesse. Le curve permettono di predire il comportamento dello scambiatore nelle diverse condizioni operative.

Di seguito si riporta l'applicazione del metodo appena descritto ad uno scambiatore *shell and tube* con un passaggio lato tubi ed uno lato mantello utilizzato come *cooler*. Il fluido di scambio termico è acqua da entrambi i lati e la configurazione geometrica dello scambiatore è la seguente:

Tabella 1 - Caratteristiche dimensionali scambiatore *shell and tube*

Diametro interno tubi	17 mm	Diametro interno mantello	582 mm
Diametro esterno tubi	19 mm	Diametro esterno mantello	584 mm
Numero tubi	384	Clearance tubi	6.35 mm
Lunghezza tubi	3660 mm	Numero dei diaframmi	152
Conducibilità termica dei tubi	17 W/m·K	Passo trasversale	25.4 mm
Area di scambio (interno)	75.06 m ²	Area di scambio (esterno)	83.9 m ²

In figura 2 sono riportate le curve di prestazione dello scambiatore in termini di potenza scambiabile al variare delle possibili condizioni di esercizio. Il grafico a sinistra rappresenta la potenza termica scambiabile al variare della portata di acqua disponibile lato tubi avendo considerato un ΔT_{max} di scambio tra i fluidi di 30°C. Il grafico a destra mostra invece la curva di potenza dello scambiatore al variare ΔT_{max} dei fluidi, con una portata di acqua lato mantello di 11 l/s.

Dai grafici ottenuti si evince, allora, come è possibile mostrare con immediatezza se un dato scambiatore riesca a soddisfare in maniera efficiente o meno esigenze di scambio diverse, anche differenti rispetto a quelle per le quali sia stato installato.

Il metodo si presta ad essere versatile e può essere utilizzato per lo studio di qualsiasi tipologia di scambiatore anche diverso da quello *shell and tube* appena proposto.

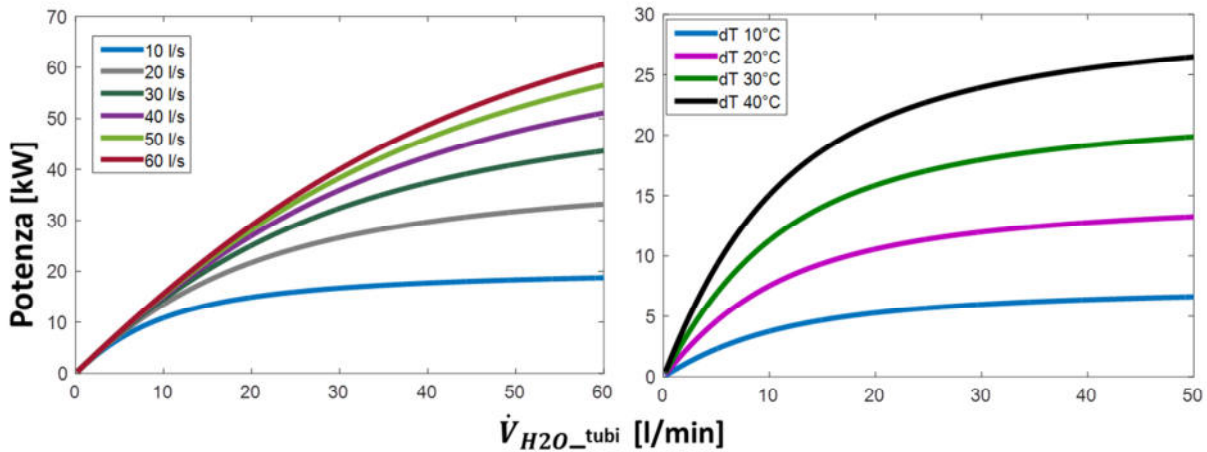


Figura 2: Potenza termica dello scambiatore shell and tube al variare della portata disponibile e al variare del ΔT_{max} dei due fluidi

Applicando l'espressione (9) alle diverse tipologie di scambiatore [4] e conoscendo le caratteristiche geometriche e le temperature di esercizio, la caratterizzazione di un qualunque scambiatore è, dunque, immediata. A titolo di esempio si riporta l'applicazione del modello ad uno scambiatore a tubi e alette a flussi incrociati in cui lo scambio termico avviene tra l'acqua calda che scorre all'interno dei tubi e l'aria esterna che lambisce le alette piane. Le caratteristiche geometriche dello scambiatore sono le seguenti:

Tabella 2: Caratteristiche dimensionali scambiatore a tubi e alette

Diametro interno dei tubi	5 mm	Diametro esterno dei tubi	6 mm
Numero dei tubi	40	Spessore alette	3 mm
Lunghezza tubi	650 mm	Numero delle alette	8
Area di scambio tubi	0.408 m ²	Lughezza delle alette	650 mm
Conducibilità termica dei tubi	17 W/m·K		

Come precedentemente illustrato, una volta inserite nel modello le caratteristiche geometriche dello scambiatore e le proprietà fisiche dei fluidi interessati allo scambio, si può scrivere la relazione tra ε ed NTU per gli scambiatori a flussi incrociati [5] per la determinazione delle portate, ottenendo:

$$\overline{NTU} = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon \overline{C_r})\right] \quad (13)$$

Il modello restituisce:

- la potenza termica scambiata,
- il coefficiente globale di scambio termico,
- la superficie di scambio disponibile
- le portate dei fluidi impiegati.

Anche per questo caso il modello può essere utilizzato per testare il comportamento dello scambiatore in diverse configurazioni di esercizio al variare di alcuni parametri di funzionamento. I risultati dell'esempio sono riportati di seguito in figura 3 (al variare della portata d'aria) e in figura 4 (al variare di ΔT_{max}).

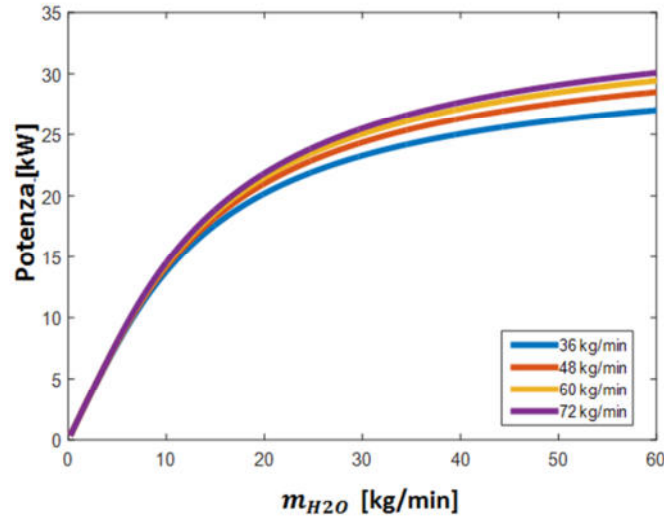


Figura 3: Potenza termica dello scambiatore a tubi e alette al variare della portata di aria

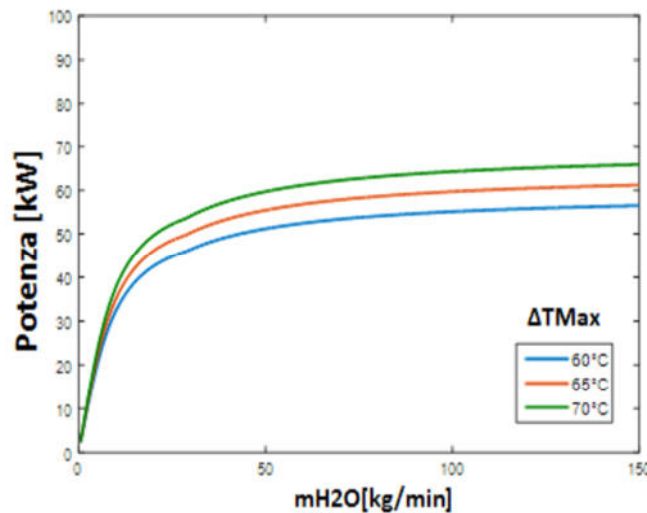


Figura 4: Potenza termica dello scambiatore a tubi e alette al variare di ΔT_{max}

Validazione in campo del modello

Il metodo è stato applicato allo studio di uno scambiatore installato all'interno di un impianto adibito allo smaltimento di potenza termica in una cella prova motore.

L'indagine mirava a valutare se lo scambiatore fosse in grado di soddisfare le esigenze di smaltimento termico richieste dal motore a combustione anche durante test in cui la temperatura di fluido refrigerante fosse impostata a valori di molto inferiori rispetto ai 90°C, condizione quest'ultima considerata standard per i test condotti in cella motore e corrispondente alle specifiche termiche per le quali lo scambiatore è stato installato.

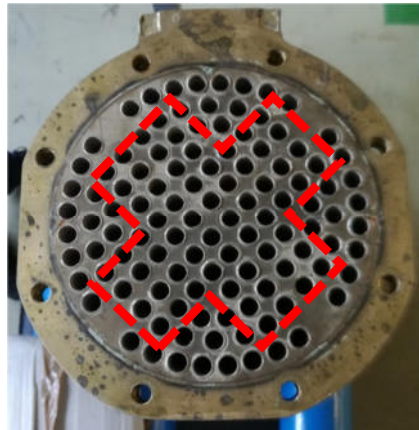
In figura 5, Tabella 3 e Tabella 4 vengono riportate le caratteristiche dimensionali dello scambiatore presente nell'impianto e le proprietà dei fluidi di scambio utilizzati nel modello.

All'interno della sala prova motore, lo scambiatore a fascio tubiero è utilizzato per il raffreddamento della miscela refrigerante acqua-glicole mediante una configurazione di scambio in controcorrente con acqua industriale prelevata da una torre di raffreddamento presente nell'impianto. Installato

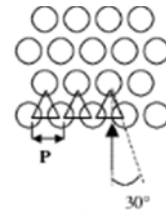
verticalmente all'interno del circuito, lo scambiatore è costituito da un corpo cilindrico che si estende per 1060 mm ed è composto da 116 tubi. La loro distribuzione all'interno del fascio è visibile in figura 6, in cui è rappresentata la piastra tubiera che mostra i tubi suddivisi in quattro settori simmetrici tra di loro disposti mediante una distribuzione a quadrato ruotato a 45 ° nella parte centrale e una disposizione a triangolo a 30° nelle file più esterne. In figura 7 sono riportati i risultati di scambio e predizione di prestazioni sul dato scambiatore.

Tabella 3 - Caratteristiche dimensionali scambiatore

<i>Diametro interno tubi</i>	<i>8.5 mm</i>	<i>Diametro interno mantello</i>	<i>151mm</i>
<i>Diametro esterno tubi</i>	<i>10 mm</i>	<i>Diametro esterno mantello</i>	<i>156mm</i>
<i>Numero tubi</i>	<i>116</i>	<i>Clearance Tubi</i>	<i>4.25 mm</i>
<i>Lunghezza tubi</i>	<i>1060 mm</i>	<i>Nr Diaframmi</i>	<i>160</i>
<i>Conducibilità dei tubi</i>	<i>17 W/m·K</i>	<i>Passo trasversale</i>	<i>12.75mm</i>
<i>Area di scambio (interno)</i>	<i>3.28 m²</i>	<i>Area di scambio (esterno)</i>	<i>3.86 m²</i>



Passo triangolare (30°)



Passo quadrato ruotato (45°)

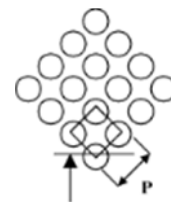


Figura 2: Caratteristiche dimensionali dello scambiatore analizzato e proprietà fisiche dei fluidi di scambio

Tabella 4 -Proprietà fisiche dei fluidi di scambio

<i>Acqua-glicole (50 %)- lato tubi</i>		<i>Acqua- lato mantello</i>	
<i>$c_{p_{rf}}$</i>	<i>3351 J/kgK</i>	<i>$c_{p_{H2O}}$</i>	<i>4186 J/kgK</i>
<i>μ_{rf}</i>	<i>$1.73 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$</i>	<i>μ_{H2O}</i>	<i>$0.725 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$</i>
<i>$\mu_{rf,s}$</i>	<i>$1.96 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$</i>	<i>$\mu_{H2O,s}$</i>	<i>$0.79 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$</i>
<i>k_{rf}</i>	<i>0.448 W/m · K</i>	<i>k_{H2O}</i>	<i>0.622 W/m · K</i>
<i>Pr_{rf}</i>	<i>12.92</i>	<i>Pr_{H2O}</i>	<i>4.87</i>

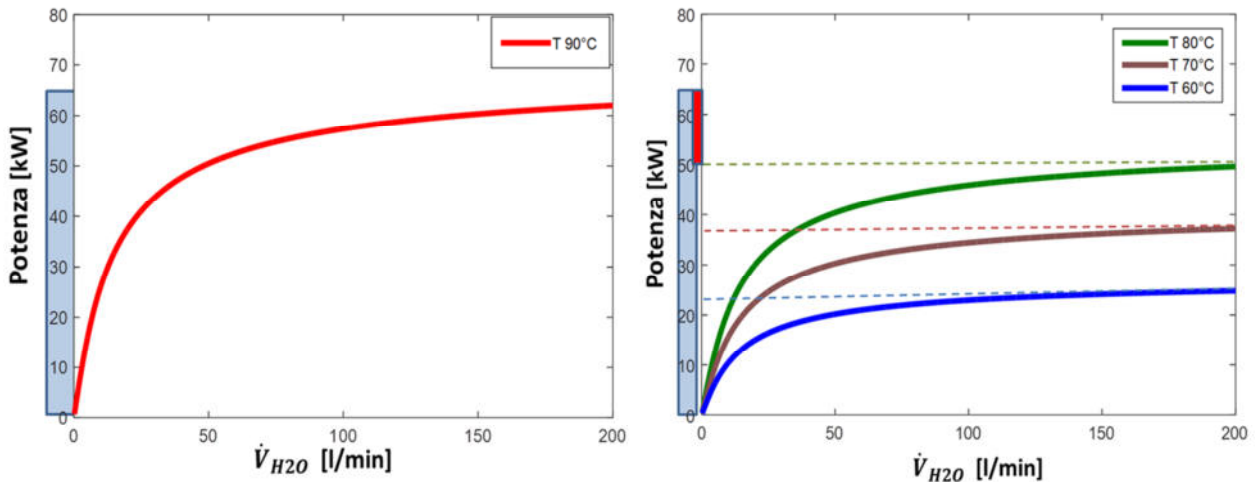


Figura 3: Prestazione dello scambiatore per diverse temperature del fluido refrigerante

I risultati evidenziano che lo scambiatore soddisfa le richieste del motore quando è portato a funzionare a livelli di temperatura del fluido refrigerante prossimi ai valori di taratura del termostato (90°C), mentre non riuscirebbe in alcun modo ad essere adeguato a coprire le esigenze di *full load* del motore a temperature molto più basse, dove le sue prestazioni di scambio termico si riducono sensibilmente.

Il metodo è stato validato confrontando i valori di potenza termica smaltiti dallo scambiatore e calcolati dal modello con quelli di potenza termica attesa ceduta dal motore al fluido refrigerante secondo quanto ampiamente noto circa il bilancio energetico dei motori a combustione interna.

Per fare questo è stato definito un piano di prove sperimentali condotte al banco prova e si sono individuati dieci punti di funzionamento del motore, rappresentativi in tutto il suo range di funzionamento in termini di carico e di numero di giri.

Dal momento che il processo di scambio termico è stato modellato secondo le ipotesi di regime stazionario, ci si è assicurati che le misure condotte sul motore avvenissero a transitorio completamente esaurito in modo da poter considerare che le grandezze misurate fossero giunte alle condizioni di regime.

Tali misurazioni sono state utilizzate sia come input per il modello termodinamico dello scambiatore, sia per ricavare il valore di potenza termica ceduta al fluido refrigerante mediante il bilancio energetico del motore. Studiando il sistema in condizioni stazionarie e valendo il principio di conservazione di energia ci si aspetta che, a meno delle perdite di calore nell'impianto, la potenza ceduta al fluido refrigerante sia uguale a quella smaltita nello scambiatore.

Di seguito, fig.7, vengono riportati i risultati ottenuti dal confronto dei modelli: indicati con EOP (Engine Operation Point) i 10 punti motore analizzati, con \dot{Q}_{raff} la potenza ottenuta mediante il bilancio energetico del motore, con $\dot{Q}_{raff(\varepsilon-NTU)}$ e $\dot{Q}_{raff(\Delta T_{ml})}$ i valori di potenza ottenuti dai due metodi con il modello termodinamico.

Il confronto dei dati evidenzia che le potenze ottenute con i due diversi metodi presentano un errore quadratico medio di 2,3kW e una differenza massima del 17% in corrispondenza di uno solo dei punti di funzionamento analizzati.

Tabella 6 – Confronto dei risultati calcolati e sperimentali

EOP	\dot{Q}_{raff} [kW]	$\dot{Q}_{raff(\varepsilon-NTU)}$ [kW]	$\dot{Q}_{raff(\Delta T_{ml})}$ [kW]
1000x2	4.09	5.53	5.74
1000x6	9.29	12.07	12.21
2000x2	6.23	7.91	8.05
2000x8	10.87	12.75	12.98
2000x14	18.51	16.86	17.17
3000x2	12.19	14.6	14.84
3000x8	14.57	17.1	17.46
3000x14	23.51	20.1	20.55
4000x2	19.68	19.6	19.93
4000x6	22.58	20.3	20.67

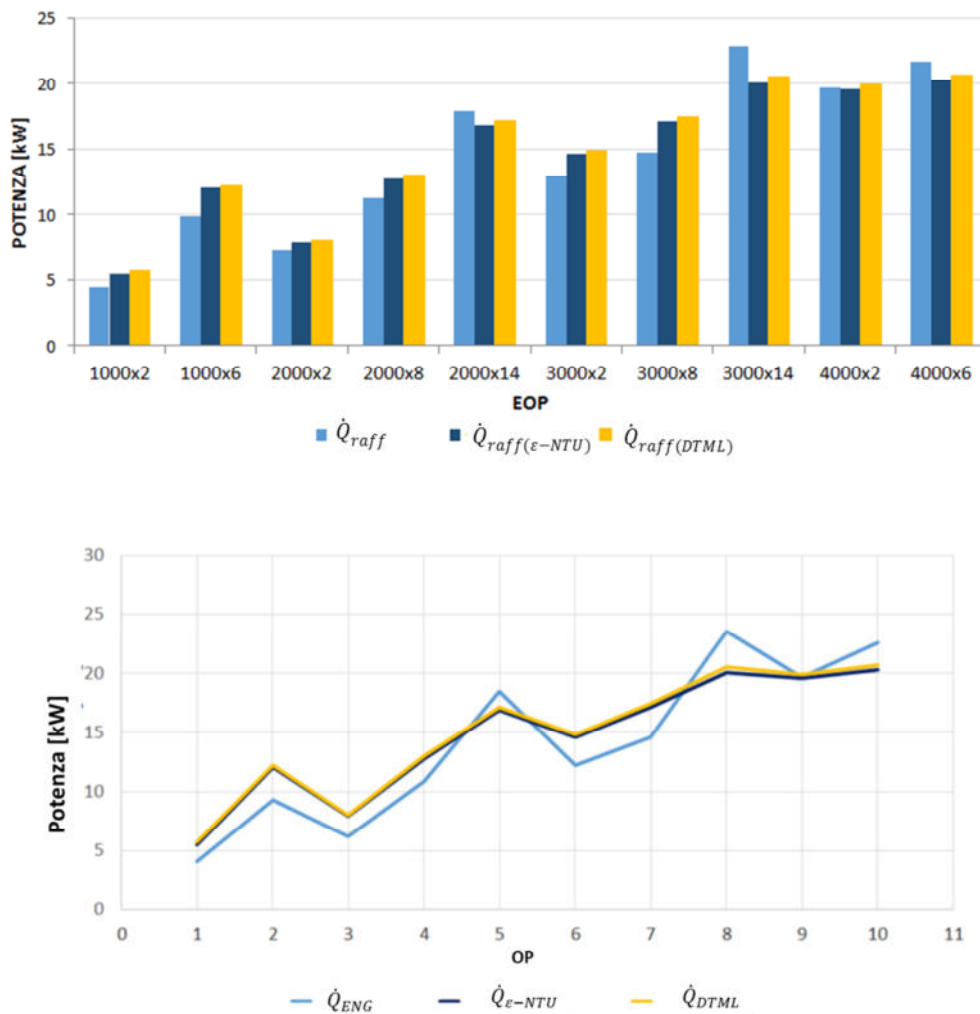


Figura 4: confronto modello sperimentale e modello termodinamico

Conclusioni

Si è evidenziato come il metodo di calcolo elaborato sia in grado di descrivere e analizzare efficacemente il funzionamento di uno scambiatore di calore inserito all'interno di un impianto. Avendo a disposizione pochi e semplici dati di input come la tipologia e la geometria dello scambiatore, rilevabile dall'esterno insieme alle temperature dei fluidi in una sola condizione operativa, il metodo restituisce gli andamenti della potenza termica scambiata, del coefficiente

globale di scambio termico e delle portate di fluidi, potendone poi descrivere le prestazioni nell'intero campo di funzionamento.

Le indicazioni disponibili con l'applicazione del metodo suggeriscono al progettista come gestire lo scambiatore, agevolando valutazioni e prevedendo i comportamenti del componente nell'impianto in condizioni diverse da quelle di progetto.

Il modello è estremamente versatile perché utilizzabile con tutte le tipologie di scambiatori di calore. Esso si affianca agli altri disponibili fornendo, di fatto, uno strumento di valutazione flessibile, che ben si adatta alle più svariate esigenze di progettazione e verifica.

Bibliografia

- [1]. A. Bejan , A. D. Kraus. Heat Transfer Handbook. John Wiley & Sons, USA, 2003
- [2]. Robert H. Perry, Don W. Green; Perry's Chemical Engineers Handbook; McGraw Hill, 8th ed., USA, 2008
- [3]. M. S. Peters, K. D. Timmerhaus, R.E. West; Plant Design and Economics for Chemical Engineers ; McGraw-Hill education, 4th ed., USA, 2003
- [4]. Y.A. Cengel, Termodinamica e trasmissione del calore, McGraw-Hill Companies, USA, 1998
- [5]. S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij; Heat exchangers Selection, Rating and Thermal Design ; CRC Press, 3th ed., USA, 2012