



Valutazione delle Prestazioni degli Scambiatori di Calore a Piastre degli Impianti di Raffreddamento del Complesso DAΦNE

L. Pellegrino, U. Rotundo

1. Introduzione

Il raffreddamento dei magneti del complesso Daφne è realizzato per mezzo di un circuito idraulico - detto secondario - ad acqua demineralizzata, che cede calore ad un altro circuito idraulico - detto primario - ad acqua normale, attraverso degli scambiatori di calore a piastre. L'acqua del circuito primario è raffreddata attraverso il passaggio in torri evaporative a circolazione forzata.

L'efficienza dello scambio e quindi il mantenimento della temperatura di set del secondario (32° C) dipende dallo stato di sporcamento delle superfici delle piastre.

Tale sporcamento, dal lato primario, è causato dalla precipitazione di calcio e magnesio, che formano dei sali incrostanti che alterano il coefficiente di scambio termico ed ostruiscono il flusso dell'acqua. La precipitazione è accentuata dall'incremento di concentrazione dei sali per l'evaporazione in torre: tuttavia, per mantenere la velocità di sporcamento a livelli contenuti, è operato in continuo un trattamento dell'acqua circolante ed uno spurgo calibrato in funzione della conducibilità dell'acqua.

Scopo di questo lavoro è quello di determinare una procedura di valutazione delle prestazioni degli scambiatori di calore che consenta di determinare i tempi di intervento per manutenzione, al fine di ripristinare le condizioni operative degli impianti, nonché di valutare l'efficacia del trattamento dell'acqua.

In questo lavoro vengono presentati i risultati dell'applicazione della procedura in oggetto ad un caso particolare di uno scambiatore dei Main Rings di Daφne.

2. Basi teoriche

In base al metodo della differenza media logaritmica delle temperature il flusso termico che attraversa lo scambiatore ed è ceduto dal fluido caldo al fluido freddo è dato da:

$$\dot{Q} = K \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (1)$$

ove

\dot{Q} : flusso termico [W]

K: coefficiente globale di scambio termico [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]

A: superficie di scambio termico [m^2]

ΔT_{ml} : differenza media logaritmica delle temperature [K].

Il coefficiente globale di scambio termico tiene conto dello scambio convettivo tra fluido caldo e parete, scambio per conduzione all'interno della parete, scambio convettivo tra parete e fluido freddo, nonché della resistenza termica dovuta allo sporcamento. Analiticamente questo è dato, in termini di resistenze termiche, da:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{k} + \frac{1}{h_f} + \frac{1}{R_s}} \quad (2)$$

con

h_c : coefficiente liminare di scambio tra fluido caldo e parete

k: coefficiente che tiene conto dello scambio conduttivo

h_f : coefficiente liminare di scambio tra parete e fluido freddo

R_s : resistenza termica di sporcamento.

La differenza media logaritmica delle temperature (L.M.T.D.), per uno scambiatore di calore in controcorrente, è definita come:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3)$$

ove

ΔT_1 : differenza di temperatura maggiore tra i due fluidi

ΔT_2 : differenza di temperatura minore tra i due fluidi

3. Metodo di valutazione dell'efficienza di scambio termico

L'algoritmo di valutazione delle prestazioni degli scambiatori di calore parte dalla considerazione che in stato stazionario il flusso termico che attraversa lo scambiatore rimane costante. All'aumentare della resistenza di sporco K e ΔT_{ml} varieranno in modo da mantenere costante il prodotto (1), in modo da soddisfare le richieste termiche del secondario.

Per valutare la necessità di intervenire sullo scambiatore il parametro che viene considerato è il rapporto

$$\varepsilon = \frac{K_2}{K_{Clean}},$$

cioè il rapporto tra il coefficiente globale di scambio termico valutato al momento attuale e quello in condizioni di pulizia totale dello scambiatore, nel qual caso R_s vale zero.

Tale rapporto da un'indicazione della efficienza attuale dello scambiatore rispetto a quella di progetto, in valore percentuale.

Il valore di questo rapporto viene calcolato in base alla considerazione che in stato stazionario deve valere:

$$\dot{Q} = K_{Clean} \cdot A_{Clean} \cdot \Delta T_{ml_{Clean}} = K_2 \cdot A_2 \cdot \Delta T_{ml_2} \quad (4)$$

e quindi:

$$\frac{K_2}{K_{Clean}} = \frac{A_{Clean} \cdot \Delta T_{ml_{Clean}}}{A_2 \cdot \Delta T_{ml_2}} \quad (5)$$

Considerando unitario il rapporto tra le sezioni di scambio termico, abbiamo:

$$\frac{K_2}{K_{Clean}} = \frac{\Delta T_{ml_{Clean}}}{\Delta T_{ml_2}} \quad (6)$$

In realtà, all'aumentare del fattore di sporco la sezione di scambio diminuisce. Nell'impossibilità di misurare tale riduzione, considerare unitario il rapporto tra A_{clean} ed A_2 è comunque un'ipotesi conservativa ai fini della valutazione dei tempi di intervento. Infatti, essendo $\frac{A_{Clean}}{A_2} \geq 1$, l' ε effettivo risulta maggiore di quello considerato ponendo a uno il rapporto tra le sezioni.

Per valutare il rapporto ε , quindi, bisogna solo calcolare il valore di ΔT_{ml_2} , visto che $\Delta T_{ml_{Clean}}$ è un dato di progetto. Il calcolo viene effettuato in base ai valori delle sonde di temperatura installate sul campo e monitorate dal sistema di supervisione.

4. Applicazione del metodo allo scambiatore HX3 dei Main Rings di Daφne

Il metodo proposto è stato applicato allo scambiatore HX3 per valutarne l'andamento delle prestazioni prima e dopo la sua sostituzione del 22 agosto 2005 con uno rigenerato.

Lo scambiatore considerato è di tipo Alfa Laval M20-MFG. Le caratteristiche di progetto sono le seguenti:

Heat exchanged [kW]	3600
L.M.T.D. [K]	5.9

Il sistema di raffreddamento dei Main Rings di Daφne può funzionare con due o tre scambiatori di tipo M20. Lavorando insieme questi si dividono il carico termico da smaltire, funzionando quindi non a piena potenza (3600 kW) ma a valori più bassi. Per tenerne conto calcoliamo il calore effettivamente impegnato nello scambiatore per mezzo della relazione:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad (7)$$

ove

\dot{m} : portata massica del fluido [kg s^{-1}]

c : calore specifico del fluido [$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]

ΔT : differenza di temperatura tra entrata e uscita del fluido dallo scambiatore [K].

Per comodità si è scelto di valutare la potenza termica effettivamente impegnata sul lato del circuito secondario dello scambiatore, dato che la richiesta da parte dei magneti si può considerare costante. La differenza di temperatura viene letta dal sistema di supervisione degli impianti, mentre la portata è stata calcolata per mezzo di un flussimetro ad ultrasuoni. Una volta valutata la potenza effettiva, questa viene divisa per quella di progetto (3600 kW) per calcolare un fattore da applicare al rapporto tra K_2 e K_{Clean} .

Nella successiva tabella sono riportati i valori delle quattro temperature dello scambiatore, la loro differenza media logaritmica, la portata massica del secondario, il flusso termico effettivo, il fattore di riduzione rispetto al flusso di progetto ed il valore ϵ del parametro di valutazione.

Tabella1: Applicazione del metodo di valutazione allo scambiatore HX3 di Daφne.

Data e ora	tw3-1	tw3-2	tw3-3	tw3-4	L.M.T.D.	Portata II [kg/s]	Qpto [kW]	Factor	k_2/k_{clean}
27/05/2005 14.00.00	25,4	28	31,8	38,8	8,409012	47,8	1397,978	0,388327	0,27
08/09/2005 12.17.00	25,4	28,6	26,6	35,7	3,318758	47,8	1817,371	0,504825	0,90
27/09/2005 14.00.00	24,8	28,3	26,1	34,5	3,136632	47,8	1677,573	0,465993	0,88
25/10/2005 14.00.00	24	27,8	25,5	34	3,311995	47,8	1677,573	0,465993	0,83
13/01/2006 13.37.00	25,7	28,9	26,9	33,2	2,428908	23,9	838,7867	0,232996	0,57

Si può osservare che da maggio fino ad ottobre 2005, in base alle portate, hanno lavorato due scambiatori. Da lì in poi e fino alla fermata di marzo 2006, hanno lavorato tutti e tre.

Si vede inoltre che nel passaggio da maggio a settembre ϵ è passato da 0,27 a 0,9, a seguito della sostituzione dello scambiatore ormai molto incrostato con uno rigenerato.

4. Conclusioni

Dall'andamento del valore di ϵ si deduce che in cinque mesi (settembre 2005 – gennaio 2006) lo scambiatore HX3 ha subito una perdita di efficienza del 33%. Questo ci porta a concludere che, supponendo una efficienza minima limite del 30% (come per il 27/05/2005, riportato nella prima riga di Tabella1) e mantenendo l'andamento tenuto fin ora, la previsione di intervento per manutenzione è di circa una sostituzione l'anno per gli scambiatori dei Main Rings.

Bibliografia

- [1] O. Renzetti: "Scambio termico e scambiatori di calore", SIERRA.
- [2] A. Cavallini: "L'idronica negli impianti di climatizzazione", INCONTRI AERMEC.