

# **INDIRIZZI PROGETTUALI PER I MODERNI AEROEVAPORATORI, FINALIZZATI AL RISPARMIO ENERGETICO**

*Ennio Macchi*

*Ordinario di “Conversione dell’energia” al Politecnico di Milano*

*Consulente Lu-Ve Contardo*

## **1. RIASSUNTO**

Nella memoria vengono discusse le scelte progettuali che hanno caratterizzato la nuova linea di aeroevaporatori industriali della Società Lu-ve Contardo, focalizzando l’attenzione sugli aspetti energetici e gestionali.

Nella prima parte della memoria si descrivono le ottimizzazioni termofluidodinamiche che hanno portato alla scelta delle geometrie delle matrici di scambio termico, condotte adottando un approccio progettuale misto, basato sia sull’utilizzazione di avanzate metodologie di calcolo CFD (Computational Fluid Dynamics), sia su una serie di sperimentazioni: dapprima in aria secca su batterie campione alimentate ad acqua calda, poi su apparecchi prototipali alimentati con refrigerante in camera termostatica. Una volta caratterizzate e validate le prestazioni termofluidodinamiche delle matrici di scambio termico (si è optato per due diverse geometrie, una particolarmente compatta ed efficiente, l’altra con superfici di scambio estese), è stato possibile, con opportune metodologie di simulazione, derivare le prestazioni nominali dell’intera serie (molte centinaia) di apparecchi che si ottengono al variare dei passi delle alettature, delle dimensioni del pacco alettato (numero tubi e ranghi, lunghezza alettato), dei ventilatori. L’accuratezza della procedura è confermata dalle successive prove di certificazione.

La seconda parte della memoria è invece dedicata alla descrizione dell’influenza della formazione di brina sulle superfici di scambio sulle prestazioni degli apparecchi. Si descrive dapprima l’approccio sperimentale adottato per caratterizzare il funzionamento degli aeroevaporatori nelle condizioni reali di funzionamento, misurando in continuo il decadimento delle prestazioni conseguente alla formazione di brina sulle superfici di scambio termico. La grande mole di dati sperimentali ottenuti consente di ricavare insegnamenti utili a correlare le caratteristiche della geometria di scambio e gli effetti della brina. Utilizzando quindi opportune tecniche di simulazione, si possono analizzare gli effetti delle caratteristiche della superficie di scambio (rapporto superficie secondaria/primaria, passo delle alette) e delle condizioni operative (temperatura e umidità dell’aria di cella, velocità di attraversamento nella batteria), in termini energetici. Estendendo le simulazioni su base annua, è possibile ricavare bilanci energetici completi, riferiti sia ai consumi propri dell’aeroevaporatore (elettroventilatori, resistenze di sbrinamento) sia agli altri componenti del ciclo frigorifero (compressore e aerocondensatore). I risultati dimostrano come la possibilità di scegliere fra le due tipologie di apparecchi: (i) compatti, a minor costo specifico di investimento e (ii) a superficie estesa, con possibilità di aumentare l’intervallo temporale fra due sbrinamenti successivi, offre importanti vantaggi all’utilizzatore, che può razionalizzare le sue scelte in base alle specifiche applicazioni.

## 2. METODOLOGIE DI OTTIMAZIONE DELLE MATRICI DI SCAMBIO E DEFINIZIONE DELLA GAMMA

Volendo schematizzare in una serie di passaggi logici le scelte progettuali effettuate per individuare le caratteristiche ottimali delle matrici di scambio termico della nuova linea di aeroevaporatori industriali Lu-Ve Contardo, possiamo individuare i seguenti punti:

- Scelta delle caratteristiche dei tubi (diametro, spessore, tipo di turbolenziatura interna).
- Scelta della disposizione dei tubi (interasse tubi e ranghi, disposizione in linea o a quinconce).
- Scelta delle caratteristiche delle alette (spessore, geometria delle turbolenziature).

### 2.1 Scelte relative ai tubi

La scelta del diametro dei tubi è un compromesso fra l'esigenza di *miniaturizzare*<sup>1</sup> e quella di non aumentare eccessivamente il numero di *circuiti in parallelo*, con conseguente aumento della complessità della circuitazione. Come ben noto, a parità di condizioni operative (natura del fluido refrigerante, portata d'aria, temperatura dell'aria e di evaporazione), esiste per ogni apparecchio un numero di circuiti che ottimizza la potenza frigorifera, in corrispondenza del compromesso ottimale fra due opposte esigenze: (i) aumentare la velocità di massa del fluido refrigerante e quindi i coefficienti di scambio e (ii) diminuire le perdite di carico del fluido refrigerante, che in un processo bifase si traducono in una diminuzione di temperatura, che va a ridurre il salto termico fra aria e refrigerante. Ripetendo questo processo di ottimizzazione per diversi diametri, è possibile, se si possiedono algoritmi adeguati per prevedere con esattezza il costo industriale degli apparecchi, determinare "l'ottimo degli ottimi", vale a dire la combinazione fra il diametro dei tubi e il numero di circuiti che minimizza il rapporto costo industriale/potenza frigorifera.

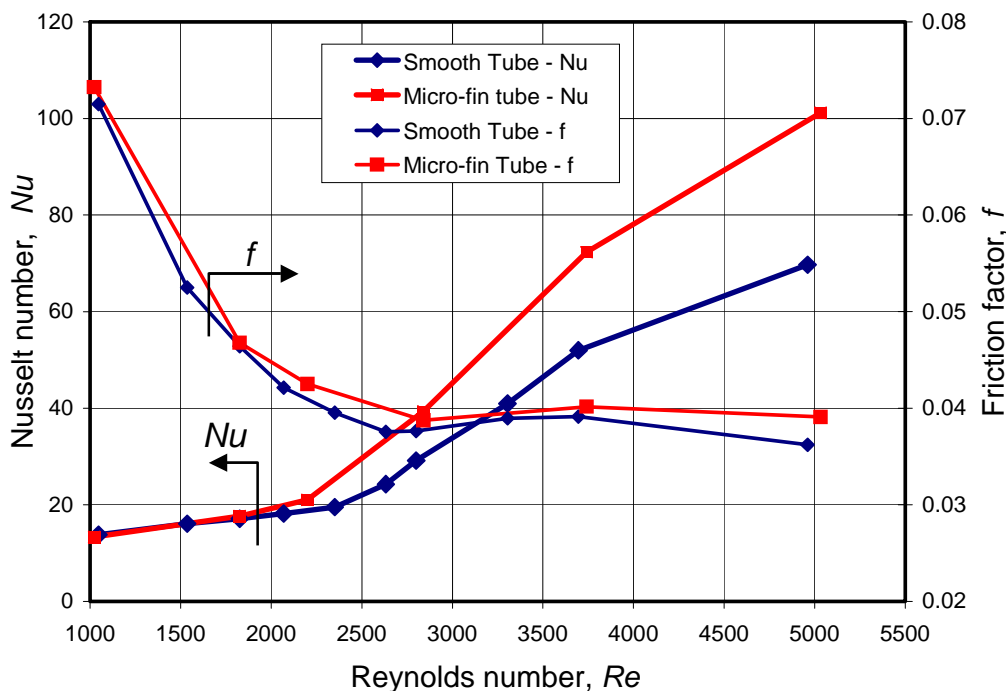
In realtà, se la scelta non riguarda un singolo apparecchio, ma, come nel caso in esame, le centinaia di apparecchi che compongono la gamma di una produzione industriale, con potenze frigorifere che variano da pochi kW a centinaia di kW, con diverse tipologie di funzionamento, diversi fluidi refrigeranti, ecc., la scelta deve necessariamente avvenire su basi più empiriche: di fatto, si è scelto il minimo diametro di tubo che consente di avere una disposizione ragionevole dei circuiti per gli apparecchi di maggiore potenzialità, nelle condizioni più critiche in termini di perdite di carico, che, come noto, si verificano alle basse temperature di evaporazione. Ancor più obbligata la scelta dello spessore, dal momento che il minimo spessore tecnologicamente realizzabile è più che sufficiente per resistere alle massime pressioni di esercizio. Diverso il discorso relativo alla scelta della tipologia di turbolenziatura interna: come tradizione per Lu-Ve<sup>2</sup>, si adottano turbolenziature ottimizzate in base ai singoli processi. Mentre nel caso "classico" degli evaporatori esistono tubi commerciali con geometria delle microalettature ottimizzate, diverso è il caso degli aerorefrigeranti, per cui si è sviluppata, in collaborazione con un Fornitore di tubi, una geometria specializzata per flussi monofase, quali si verificano negli aerorefrigeranti operanti con miscele acqua/glicole<sup>3</sup>, che consente, a parità di altre condizioni, di incrementare in misura significativa i coefficienti di scambio interno, con modeste penalizzazioni in termini di carico (fig. 1).

---

<sup>1</sup> Nello scambio termico la diminuzione delle dimensioni caratteristiche è sempre vantaggiosa, così come è bene minimizzare il volume interno degli apparecchi per limitare il contenuto del refrigerante.

<sup>2</sup> Lu-Ve è stata la prima azienda europea ad adottare tubi microalettati nella sua gamma di aeroevaporatori, sia commerciali, sia industriali.

<sup>3</sup> Spesso in questi apparecchi, per contenere le potenze di pompaggio, si devono adottare bassi numeri di Reynolds, molto penalizzanti in termini di coefficienti di scambio.



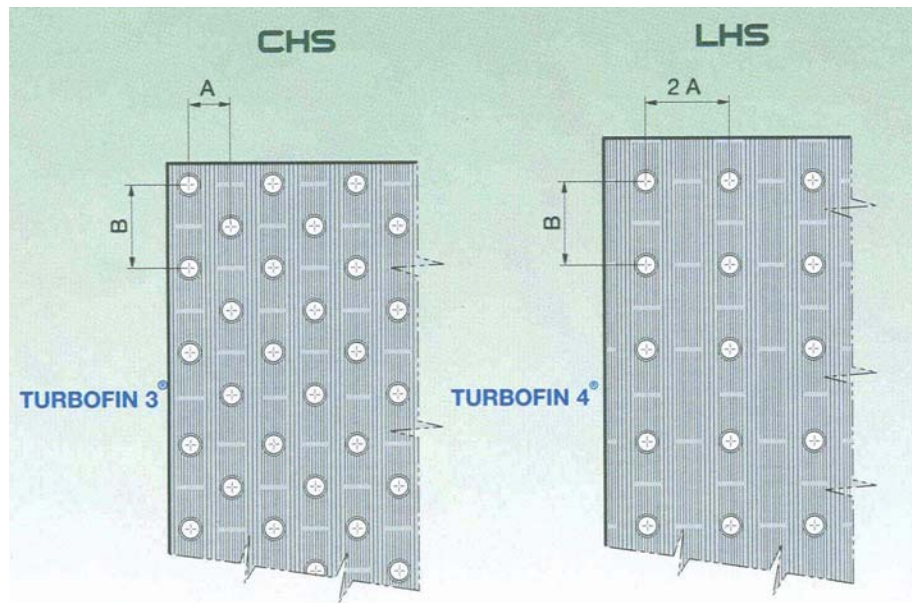
**Fig. 1** Risultati sperimentali ottenuti dal laboratorio Lu-Ve: andamento del numero di Nusselt e del coefficiente di attrito in funzione del numero di Reynolds per tubi lisci e microaletti in flusso monofase.

## 2.2 Scelte relative alla disposizione dei tubi nella matrice di scambio

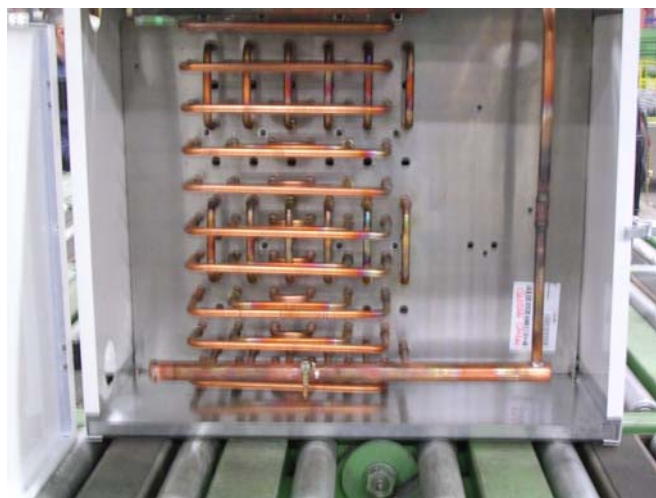
Il parametro fondamentale nell'ottimizzazione di una matrice di scambio è il rapporto fra la superficie *esterna* (lambita dal flusso d'aria) e quella *interna* (lambita dal refrigerante). Poiché sia i costi unitari sia i coefficienti di scambio della superficie esterna sono di gran lunga inferiori a quelli della superficie interna, è bene adottare rapporti elevati: essi si ottengono, una volta determinato il diametro dei tubi, aumentando la distanza media fra i tubi stessi e/o diminuendo la distanza fra le alette. D'altro canto, aumentare troppo il rapporto comporta una penalizzazione in termini di *efficienza di aletta* e di *potenza specifica per unità di volume*. La densità ottimale di tubi all'interno di una matrice di scambio dipende ovviamente da molti parametri, sia di natura tecnica, sia di natura economica, ma è evidente che un parametro di primaria importanza è rappresentato dal passo delle alette: più questo è elevato, maggiori sono le distanze ottimali fra i tubi.

La nuova gamma di apparecchi presenta un'estesa casistica in termini di passi di aletta: da 4 a 12 mm, per cui un'unica matrice di scambio risulterebbe inevitabilmente o troppo fitta per i passi larghi o troppo larga per i passi fitti. La soluzione adottata (ved. fig. 2), che consente di scegliere fra due geometrie, rispettivamente a matrice triangolare o quadrata, offre all'utente un importante grado di libertà, da giocare in base alle priorità di scelta (costo unitario dell'apparecchio, intervalli fra i cicli di sbrinamento, risparmi energetici, ecc.) e alle specificità applicative. La soluzione *quadrata* consente un altro significativo vantaggio: permette una semplice predisposizione dell'apparecchio a una modalità innovativa di sbrinamento particolarmente efficiente da un punto di vista energetico: si può adottare una doppia circuitazione di tubi (vedi fig. 3): (i) una, a matrice quadrata, percorsa dal fluido da refrigerare, che è attiva durante il normale funzionamento dell'apparecchio, (ii) l'altra, percorsa da una miscela di acqua/glicole a temperatura positiva, che impegna in tutto o in parte, i tubi inutilizzati a scopi frigoriferi ed è attiva unicamente durante la fase di sbrinamento. La soluzione accoppia tre importanti vantaggi: (i) riduce sensibilmente i tempi di sbrinamento rispetto alla soluzione *elettrica*, (ii) diminuisce il calore disperso in cella e, più importante, (iii) utilizza calore "gratuito" ottenuto recuperando il calore di surriscaldamento del fluido refrigerante alla

mandata del compressore (con benefici indiretti anche sulla qualità termodinamica del ciclo frigorifero e sul condensatore). Naturalmente, l'impiantistica si complica per l'aggiunta di uno scambiatore, di un serbatoio d'accumulo e di una pompa, ma, per le taglie di impianto industriali, i benefici superano di gran lunga gli svantaggi.



**Fig.2** Le due matrici di scambio adottate nella nuova serie di evaporatori industriali Lu-Ve

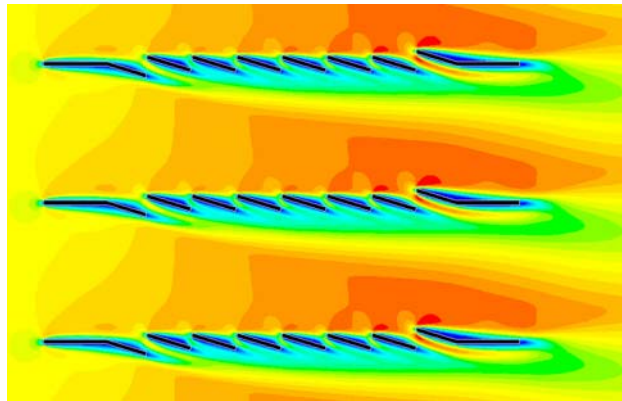


**Fig.3** Circuitazione di un aerorefrigeratore con doppio circuito di acqua-glicole, di cui destinato allo sbrinamento.

### 2.3 Scelta delle caratteristiche delle alette (spessore, geometria delle turbolenziature)

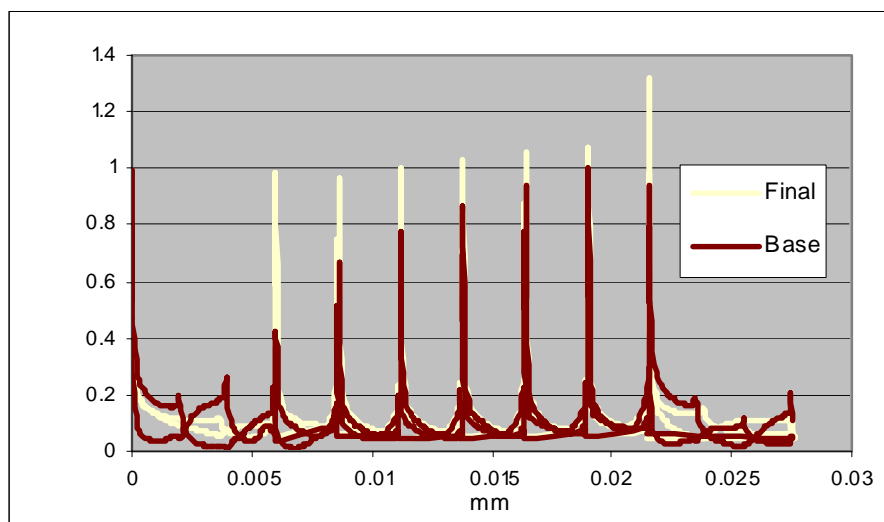
E' la fase progettuale più creativa: per la definizione della geometria delle alettature si è adottato un approccio innovativo, basato su un utilizzo combinato di simulazioni CFD e di sperimentazioni su matrici campione. Le prime si sono rivelate molto utili per la comprensione del campo di moto e dei meccanismi di scambio termico, le seconde (condotte su oltre 30 diverse configurazioni di aletta) hanno consentito sia di calibrare le scelte per effettuare le simulazioni CFD, sia di disporre di dati affidabili per prevedere le prestazioni effettive delle matrici di scambio. Un esempio dei risultati ottenibili con simulazioni bidimensionali CFD relativo al campo di moto è riportato in fig. 4a: si

può vedere la progressiva accelerazione del flusso nella parte inferiore del canale fra due alette, determinata dall'incremento del bloccaggio della scia nella parte superiore del canale.



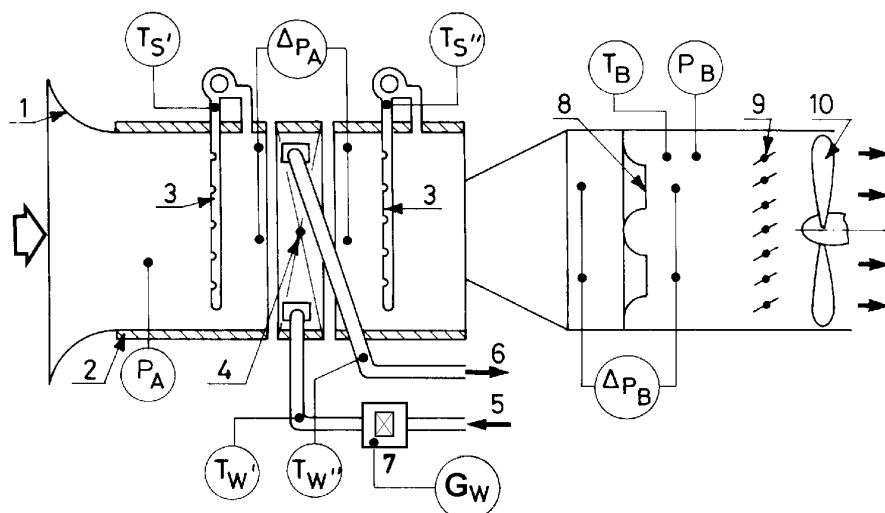
**Fig.4a** Campo di moto bidimensionale fra alette intagliate

Le conseguenze di tale accelerazione in termini di coefficienti locali di scambio sono visibili in fig. 4b, dove si confrontano i risultati teorici ottenuti con due diverse geometrie degli intagli. La figura dimostra come, variando la geometria da una soluzione “base” a una soluzione “final”, si ottenga un sensibile incremento dei coefficienti di scambio, soprattutto in corrispondenza dei primi intagli.



**Fig.4** Andamento dei coefficienti liminari di scambio (normalizzati rispetto al coefficiente massimo per la soluzione “base”) lungo lo sviluppo dell’aletta per due diverse geometrie di intagli

L’incremento è confermato dai risultati sperimentali, ottenuti nell’impianto schematizzato in fig. 5

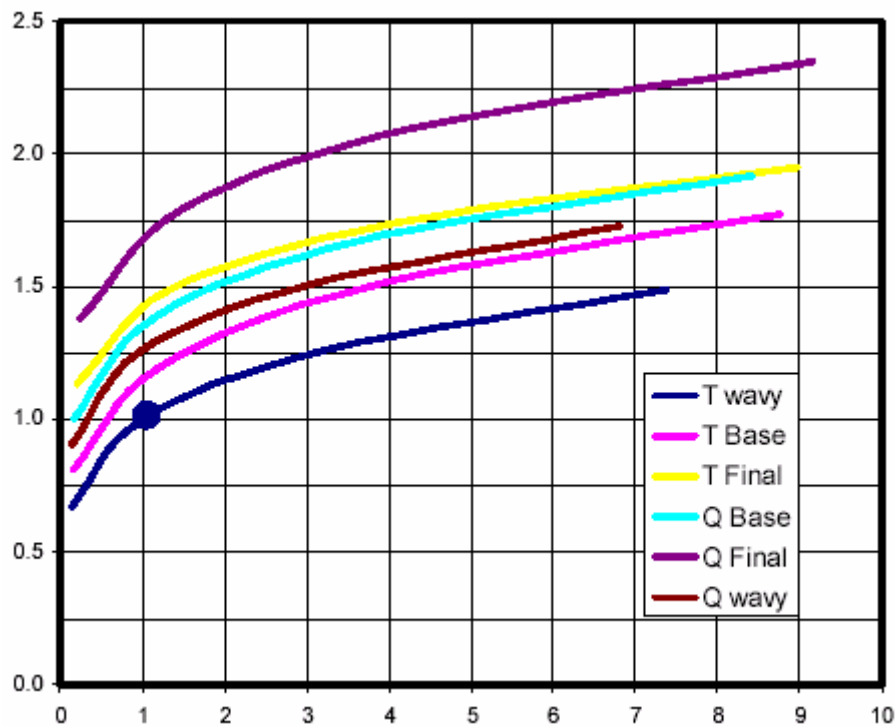


**Fig.5** Schema dell'impianto sperimentale adottato per la caratterizzazione delle prestazioni delle matrici di scambio: si misurano portate e temperature medie all'ingresso e all'uscita dei flussi di aria ed acqua. Una volta raggiunte le condizioni di equilibrio termico, verificate quando coincidono le potenze termiche ottenute dai bilanci entalpici delle due correnti, si calcolano i coefficienti di scambio e le perdite di carico lato aria. Le prove sono ripetute per diverse velocità dell'aria e rielaborate e normalizzate in termini dimensionali.

Una rappresentazione sintetica delle prestazioni delle geometrie sperimentate è riportata in fig. 6: in ordinata sono riportati i coefficienti di scambio lato *esterno*<sup>4</sup>, normalizzati rispetto a una situazione di riferimento, relativa a una matrice triangolare ondulata e a velocità dell'aria pari a 2 m/s, in ascissa la potenza "ideale" di pompaggio, anch'essa normalizzata rispetto alla situazione di riferimento. Ogni curva descrive il funzionamento di una matrice di scambio al variare della velocità dell'aria. Dalla figura si possono trarre le seguenti indicazioni:

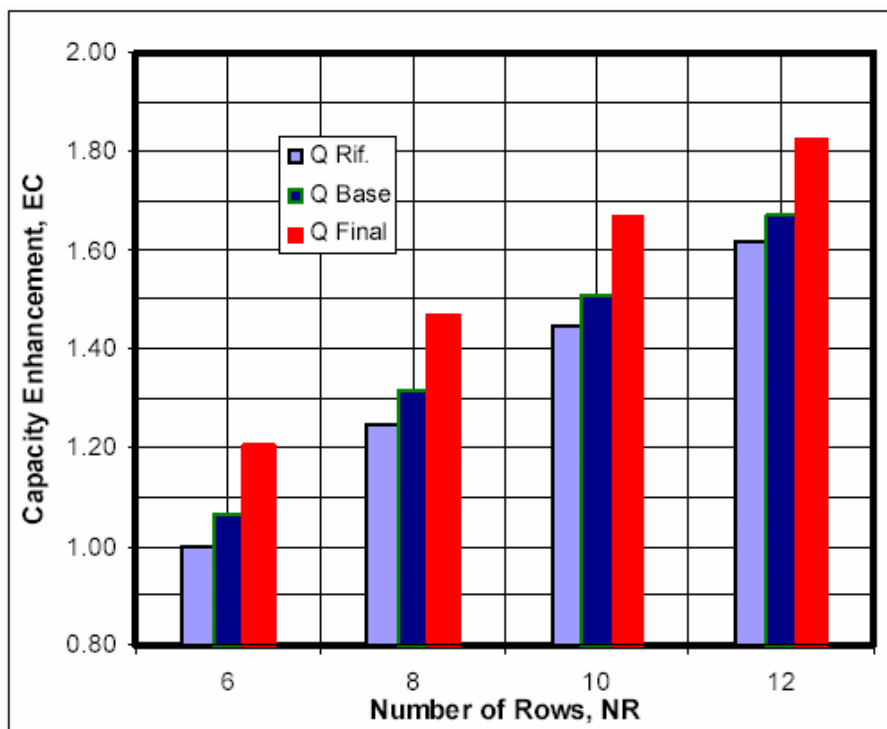
- A pari geometria, per ottenere incrementi significativi del coefficiente di scambio è necessario ricorrere ad aumenti sensibili della velocità, che si traducono in incrementi proibitivi della potenza di pompaggio: ad esempio, per aumentare del 50% il coefficiente di scambio rispetto alla situazione di riferimento, occorrerebbe accettare incrementi della potenza di pompaggio pari al 750%.
- L'adozione di una matrice "Q" invece di "T" (che corrisponde a un raddoppio della superficie *esterna* e quindi del volume della matrice di scambio) comporta un aumento, a pari potenza di pompaggio, il coefficiente di scambio di un fattore dell'ordine del 15-25%.
- L'adozione di alette intagliate (in figura, le soluzioni "base" e "final") consente, a parità di superficie, prestazioni nettamente migliori rispetto alle alette ondulate (wavy): ad esempio, la soluzione "T final" consente un incremento del 40% del coefficiente di scambio rispetto alla soluzione "T wavy", a pari superficie di scambio e potenza di pompaggio.
- Ottimizzando la geometria degli intagli, si possono ottenere sensibili vantaggi (come emerge dal confronto fra le soluzioni "base" e "final"), sia per matrici triangolari (T), sia per matrici quadrate (Q). Questi vantaggi sono a tutti gli effetti *gratuiti*, poiché non comportano alcun incremento nei costi dell'apparecchio.

<sup>4</sup> I coefficienti *esterni* tengono conto sia degli effetti convettivi dello scambio termico fra aria e alette/collari, sia degli effetti conduttivi nel trasferimento del calore dalle alette ai collari. Essi sono convenzionalmente riferiti alla superficie *interna* (vale a dire, quella lambita dal fluido refrigerante all'interno dei tubi).



**Fig. 6** Confronto delle prestazioni di diverse matrici di scambio termico in termini di coefficienti di scambio “esterni” e di potenza ideale di pompaggio.

I vantaggi teorici sopra evidenziati in termini di coefficienti di scambio sono confermati anche quando si considerano apparecchi reali, come indicato negli esempi considerati in fig. 7.



**Fig.7** Variazione della potenza frigorifera al variare del numero dei ranghi. L’adozione di alette con geometria di intagli ottimizzati (Q. Final) consente importanti vantaggi in termini di potenza rispetto alla soluzione con alette ondulate (Q. Rif.)

## 2.4 Definizione della gamma

Una volta caratterizzate e validate le prestazioni termofluidodinamiche delle matrici di scambio termico (come ricordato, si è optato per due diverse geometrie, una particolarmente compatta ed efficiente, l'altra con superfici di scambio estese), è stato possibile, con opportune metodologie di simulazione, derivare le prestazioni nominali dell'intera serie (molte centinaia) di apparecchi che si ottengono al variare dei passi delle alettature, delle dimensioni del pacco alettato (numero tubi e ranghi, lunghezza alettato), dei ventilatori. L'accuratezza della metodologia di calcolo è fondamentale, poiché non è ovviamente possibile determinare per via sperimentale ogni apparecchio: si effettuano prove a campione su alcuni apparecchi, sia nella camera termostatica, sia presso laboratori esterni qualificati per le prove di certificazione EUROVENT. Entrambe le serie di prove hanno confermato l'accuratezza della procedura di calcolo.

## 3. L'INFLUENZA DELLA BRINA SULLE PRESTAZIONI DEGLI APPARECCHI

### 3.1 Modalità di prova e parametri indagati

E' stata condotta un'intensa campagna sperimentale relativa agli effetti della brina sulle prestazioni degli apparecchi. Le prove sperimentali sono state condotte nella camera calorimetrica del laboratorio Lu-Ve. Ogni ciclo di prova prevede tre fasi:

- una prima fase in cui l'apparecchio funziona "a secco" e raggiunge le condizioni stazionarie
- una seconda fase, in cui si immette vapore nella camera e ha luogo il processo di brinatura, in maniera continua, senza fermata dei compressori, mantenendo costanti le seguenti condizioni operative: (i) temperatura e umidità relativa della camera, (ii) temperatura di evaporazione, (iii) surriscaldamento da valvola termostatica. La durata di questa fase è definita dalla variazione di potenza frigorifera dal 100% (apparecchio pulito) fino al 70%, vale a dire un decadimento di potenza del 30%<sup>5</sup>. Un esempio dei risultati ottenuti in questa fase è riportato in fig. 8: la potenza è misurata in continuo utilizzando il bilancio energetico del flusso di refrigerante..
- una terza fase, in cui l'aeroevaporatore viene sbrinato. Nel caso di sbrinamento elettrico, si misura il tempo di sbrinamento (escluso il tempo di sgocciolamento) e la massa di acqua sbrinata, in modo da determinare l'efficienza dello sbrinamento stesso, definita come il rapporto tra il calore necessario per riscaldare la matrice di scambio (rame e alluminio) e per sciogliere la brina e quello immesso tramite resistenze elettriche.

Per completare il bilancio energetico della camera calorimetrica, si rilevano anche gli assorbimenti elettrici del ventilatore montato sull'aeroevaporatore.

Le finalità delle prove possono essere sintetizzati nei seguenti punti:

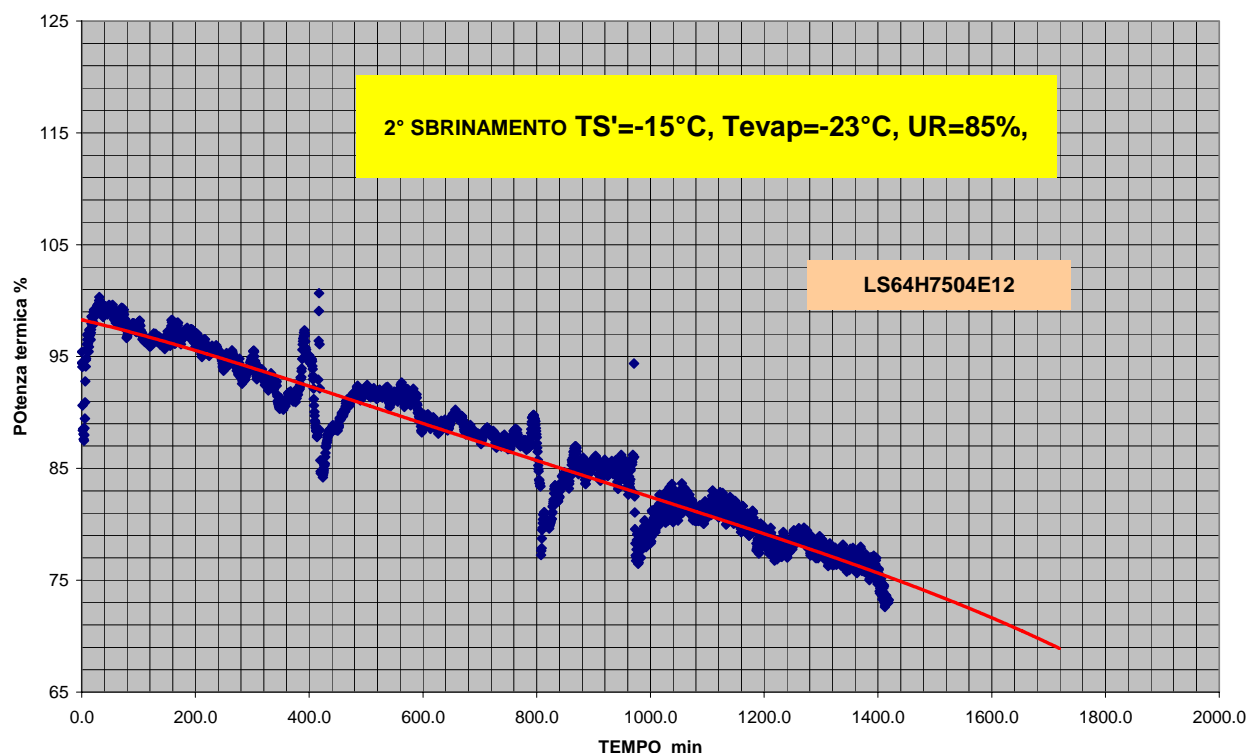
- Determinazione del decadimento delle prestazioni durante la formazione di brina per diverse tipologie di apparecchi. In particolare sono state analizzate le seguenti variabili:
  - Turbolenzatura dell'aletta, confrontando le prestazioni durante un ciclo di brinatura di due apparecchi identici, uno con aletta ondulata e l'altro con aletta intagliata
  - Diversi rapporti fra superficie esterna ed esterna, ottenuti sia variando il passo della alettatura, sia confrontando apparecchi con matrici "T" (triangolare, compatta) e "Q" (quadrata, superficie estesa)

---

<sup>5</sup> Nel funzionamento reale, l'impianto opera con cicli di attacca-stacca, comandati dal termostato di cella. Questo comporta che la distanza temporale effettiva sarà più elevata di quella misurata nella sperimentazione, in ragione del fattore di utilizzo dell'impianto frigorifero.



- Ventilatori, confrontando le prestazioni di apparecchi dotati di ventilatori con curve caratteristiche diversamente inclinate
- Ottimizzazione delle modalità di sbrinamento, sia per lo sbrinamento elettrico (in cui si variava la posizione, il numero e la potenza delle resistenze inserite nel pacco), sia per quello ad acqua (in cui si ottimizzava il numero e il posizionamento dei fori della bacinella superiore), sia per quello innovativo ad acqua-glicole, in cui si variava sia la portata e la temperatura della miscela, sia la disposizione del circuito.



**Fig.8** Esempio di dati sperimentali ricavati durante un ciclo di sbrinamento in camera termostatica

### 3.2 Sintesi dei risultati ottenuti

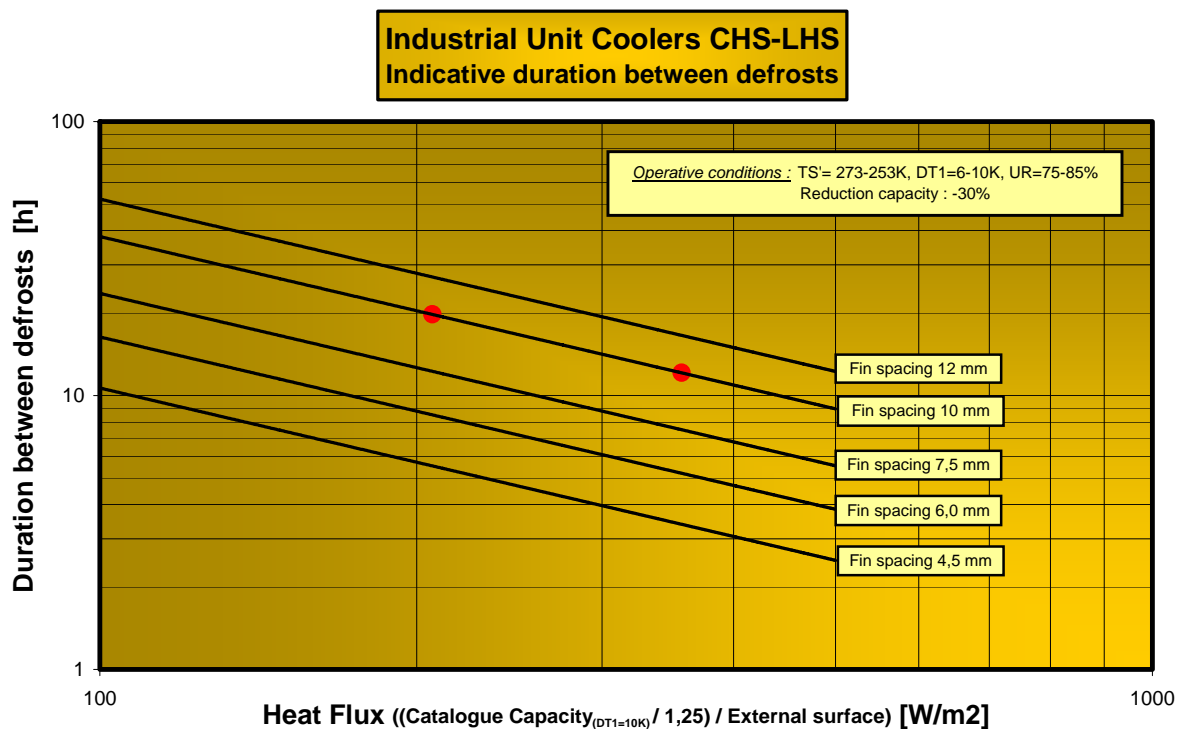
I risultati della campagna di prove possono essere sintetizzati nei seguenti punti:

- La presenza o meno di intagli sulle alette non ha un'influenza significativa sulla pendenza della curva (assimilabile con buona approssimazione a una retta, almeno per il tratto più significativo che simula il funzionamento reale<sup>6</sup>) di decadimento della potenza in funzione del tempo e quindi sul tempo impiegato per raggiungere il 70% della potenza iniziale
- Il rapporto fra superficie esterna/interna della matrice di scambio gioca invece un ruolo fondamentale: come evidente, maggiore è la superficie su cui può depositarsi la brina, maggiore è il tempo in cui si raggiunge un determinato decadimento di potenza. Se ad esempio si confrontano le prestazioni di due apparecchi, a pari area frontale, pari numero di ranghi, pari ventilatori, di cui uno con matrice "T" e l'altro "Q", la pendenza del decadimento della potenza frigorifera è nettamente minore per la soluzione "Q", per cui lo stesso decadimento relativo di potenza è raggiunto in un tempo molto maggiore. Una correlazione approssimata che sintetizza i risultati delle prove per le diverse tipologie di apparecchi che compongono la gamma di evaporatori industriali Lu-Ve è rappresentata in fig. 9. Essa evidenzia come la serie LHS,

<sup>6</sup> Se si porta il carico di brina a valori eccessivi, si può avere un crollo delle prestazioni, causato dalla brusca diminuzione di portata del ventilatore.

soprattutto ai passi larghi, coglie appieno l'esigenza di offrire intervalli lunghissimi fra due sbrinamenti.

- La caratteristica dei ventilatori gioca un ruolo fondamentale. Il meccanismo che governa il fenomeno è ben noto: (i) la formazione di brina determina un aumento della resistenza aerodinamica al moto dell'aria, che induce una diminuzione della portata d'aria; (ii) la diminuzione di portata è fortemente influenzata dalla caratteristica del ventilatore (più essa è *verticale*, minore è la diminuzione; se quindi il punto di funzionamento ad apparecchio *pulito* è posizionato in un tratto della curva favorevole, gli effetti della brina sulla portata sono meno sensibili; (iii) la diminuzione della portata d'aria penalizza la potenza dell'apparecchio attraverso due meccanismi: la diminuzione del coefficiente di scambio aria/aletta dovuta alla minore velocità e la diminuzione del salto di temperatura a disposizione per lo scambio termico dovuta alla minore capacità termica della corrente d'aria.
- L'efficienza dello sbrinamento elettrico tende ad aumentare all'aumentare della quantità di brina depositata sulle superfici dell'apparecchio. Questo fa sì che, a parità di condizioni, l'efficienza dello sbrinamento elettrico per gli apparecchi a matrice quadrata sia superiore a quella degli apparecchi a superficie triangolare
- Lo sbrinamento ad acqua/glicole risulta particolarmente efficace, sia in termini di efficienza, sia in termini di tempi di sbrinamento: la potenza termica resa disponibile dal flusso di acqua-glicole è assai più elevata di quella delle resistenze elettriche.



**Fig.9** Correlazione fra l'intervallo temporale fra due sbrinamenti e le caratteristiche degli apparecchi. Come evidente, l'intervallo degli sbrinamenti cresce sia all'aumentare del passo, sia al diminuire del flusso termico nominale (definito come rapporto fra la potenza nominale a secco e la superficie esterna). I due punti rossi rappresentano due apparecchi aventi uguali caratteristiche, a meno della matrice di scambio: il punto a sinistra nel diagramma si riferisce a una soluzione con matrice quadrata, quello a destra con matrice triangolare.

### 3.3 Confronto fra le soluzioni CHS e LHS in termini energetici

Come più volte ricordato, la nuova serie di aereoevaporatori Lu-Ve consente la scelta fra due tipologie di apparecchi:

- CHS, che adottano la matrice di scambio “T”, più compatta
- LHS, che adottano la matrice di scambio “Q”, più estesa.

La soluzione CHS ha indubbiamente un vantaggio in termini di costi specifici rispetto alla soluzione LHS (per la verità, assai più contenuto di quanto si potrebbe a prima vista ipotizzare, pensando a una superficie esterna pari al 50%! ). La soluzione LHS presenta per contro il vantaggio di consentire intervalli temporali fra due sbrinamenti nettamente superiori.

Se questi possono essere gli elementi prioritari nella scelta fra le due soluzioni, non bisogna sottovalutare i vantaggi energetici consentiti dalla soluzione LHS. Se, infatti, si confrontano da un punto di vista dei consumi energetici due apparecchi equivalenti, si evidenziano i seguenti vantaggi per la soluzione LHS:

- La potenza specifica assorbita dai ventilatori è inferiore (a conferma dei risultati teorici descritti nella fig. 6)
- L'efficienza di sbrinamento è superiore (e quindi è minore il consumo di energia per sbrinare ed è minore il consumo di energia per sottrarre il calore introdotto in cella durante il ciclo di sbrinamento)
- Poiché i tempi di sbrinamento sono sostanzialmente uguali (nel caso degli apparecchi LHS si deve sottrarre maggiore quantità di brina per ciclo di sbrinamento, ma si ha una potenza più elevata), mentre i tempi di funzionamento fra due cicli sono maggiori per il caso LHS, la frazione di tempo per cui gli apparecchi sono disponibili per la fase utile di raffreddamento è più elevata.

Nelle ipotesi semplificative adottate nella tabella seguente, l'energia specifica complessiva relativa alla soluzione LHS è inferiore di circa il 5% rispetto a quello della soluzione CHS. Questo comporta un risparmio annuo dell'ordine dei 450 €, un valore di poco inferiore alla differenza di costo fra i due apparecchi, che è dell'ordine dei 600 €. Come si può notare nella parte inferiore della tabella, ove sono distinte le tre voci che compongono il costo energetico, l'apparecchio LHS consente di risparmiare una frazione non trascurabile di energia sia a livello di consumi di ventilatori, sia a livello di consumi di resistenze elettriche. Il vantaggio in termini di consumo dei compressori frigoriferi è invece modesto (di fatto, dipende solo dal minor calore introdotto in cella nella fase di sbrinamento. Una possibilità di risparmio energetico interessante è legata all'adozione di intervalli fra due sbrinamenti più ridotti, che consentirebbero all'evaporatore di operare mediamente con minori carichi di brina, e quindi di operare a temperature di evaporazione e COP più elevati.

**Tab.1** Confronto energetico ed economico fra due evaporatori di potenzialità simile della serie CHS e LHS

Confronto energetico		LU-VE	LU-VE
Modelli		CS64H3404E10	LS64H7404E10
potenza frigo DT1=10K	W	29120	33120
tempo funzionamento	h	12.0	22.0
energia frigorifera per ciclo	Wh	297024	619344
potenza ventilatori	W	2600.0	2600.0
energia ventilatori per ciclo	Wh	31200	57200
potenza resistenze	W	15700	27770
energia resistenze	Wh	7850	13885
tempo sbrinamento	h	0.50	0.50
rendimento sbrinamento	%	0.50	0.65
energia frigorifera utile per ciclo	Wh	261899	557284
cicli/giorno (fattore di utilizzo=60%)		1.17	0.65
cicli/anno		427.3	235.7
energia utile giornaliera	Wh	306613	359861
energia utile annuale	kWh/a	111914	131349
Confronto economico			
COP		2.0	2.0
Consumo elettrico a ciclo	kWh	189.5	383.2
costo specifico energia	€/kWh	0.1	0.1
costo esercizio a ciclo	€/ciclo	19.0	38.3
costo esercizio annuale	€/anno	8099	9032
costo esercizio/energia utile	€/kWh	0.072	0.069
costo compressore	€/kWh	0.057	0.056
costo ventilatori	€/kWh	0.012	0.010
costo resistenze	€/kWh	0.003	0.002