

# Capitolo 4

## Il recupero termico

### 4.1 Il recupero energetico nella cogenerazione

Gli impianti di cogenerazione medio piccoli vengono realizzati tipicamente con motori endotermici, anche se da qualche tempo a questa parte come già detto sta iniziando a prendere piede anche l'utilizzo delle microturbine a gas.

I motori possono essere alimentati con diversi combustibili:

- gasolio
- gas naturale (metano)
- biogas (da allevamento o da discarica)
- biodiesel

questo solo per fare alcuni esempi all'interno dei quali si può spaziare con diverse varianti.

Come ormai detto più volte, gli impianti di cogenerazione permettono di innalzare il rendimento dei gruppi elettrogeni da una media del 40-45 %, quando producono solo energia elettrica, a circa il 90 % nel caso di recupero completo del calore generato dalle seguenti sorgenti:

- *I gas di scarico* che rappresentano la sorgente termodinamicamente più pregiata, in quanto sono disponibili a temperatura piuttosto elevata (tra 400 e 500°C). Come tali essi consentono, tra l'altro, la produzione di vapore di media pressione, tipicamente è riconducibile ai prodotti di combustione il 30-35% del calore totale liberato dal combustibile.
- *L'acqua di raffreddamento* che rappresenta circa il 10-20% dell'input termico totale. Essa è disponibile a temperature inferiori ai 100°C ed è impiegabile per la produzione di acqua calda ma ovviamente non per la produzione di vapore.
- *L'olio lubrificante*, che rappresenta il 4-7% del totale, è disponibile a 75-90°C che però non sempre viene utilizzato.
- *L'aria di sovralimentazione*, disponibile solo nel caso di motori turbocompressi, che viene raffreddata per ridurre la densità fino a 60-80°C, essa permette di recuperare una quantità di calore pari a quello recuperabile dall'olio di lubrificazione.

In definitiva il calore recuperabile si aggira attorno al 25% del totale a fronte di un 35% disponibile dai gas di scarico

Per quanto riguarda invece i gas di scarico delle MTG, questi sono disponibili ad una temperatura (ovviamente funzione del rapporto di compressione) che va da 500 a 800 °C circa, comunque siccome il sistema di recupero è molto simile a quello dei MCI e visto che quest'ultimi sono molto più diffusi in questa trattazione ci si rivolgerà principalmente ad essi senza entrare troppo nel dettaglio costruttivo e trascurando i criteri di calcolo e dimensionamento per i quali si rimanda a testi specializzati.

Per ottimizzare questo recupero si sono sviluppati dei moduli premontati, progettati per questo scopo specifico, completi di tutta la componentistica necessaria per permettere un funzionamento automatico ed affidabile.

Questi moduli prefabbricati comprendono solitamente:

- Uno scambiatore di calore a fascio tubiero (a tubi scivolabili dritti) completo di compensatore di dilatazione sul mantello e testate in materiale resistente alla corrosione. Il diametro dei tubi va da 18 a 25 mm per facilitarne la pulizia dalle incrostazioni provocate dai fumi dello scarico del motore che vi scorrono dentro; la soluzione con testate smontabili è senza dubbio quella più costosa rispetto ad altre più semplici ma consente di avere maggiore affidabilità nel tempo.

Infatti il problema del recupero di calore dai fumi è legato soprattutto al tipo di combustibile usato, nel caso di biogas, o anche di gasolio, un recupero troppo spinto (o un funzionamento a temperature più basse di quelle di progetto) possono causare un fenomeno di condensazione all'interno dei fumi con formazione di miscele acide corrosive.

L'uso di testate smontabili consente di effettuare delle sostituzioni della singola testata. Invece di dover intervenire sullo scambiatore intero, permettendo così di poter scegliere materiali meno nobili per tali componenti.

- Uno scambiatore di calore a piastre ispezionabili per il recupero termico sull'acqua di raffreddamento del motore (camicie blocco motore); essi permettono coefficienti di scambio termico molto alti e quindi valori di recupero molto alti.
- Un elettroradiatore per dissipazioni di emergenza (con relativa valvola deviatrice), assolutamente indispensabile in quanto in caso il cliente non abbia necessità di recuperare il calore generato dal motore quest'ultimo deve essere in grado di funzionare per produrre l'energia elettrica richiesta, potendo contare su un diverso sistema di smaltimento del calore prodotto.

Completano poi il modulo una pompa di circolazione e la strumentazione di controllo, tutti questi componenti devono essere scelti attentamente e correttamente calibrati altrimenti si rischiano malfunzionamenti e danneggiamenti del motore stesso tutt'altro che trascurabili.

Nella seguente fig.1 è rappresentato il sistema **T RECOGEN** commercializzato dall'italiana **TEMPCO s.r.l.** con tubazioni in acciaio inox AISI 304.

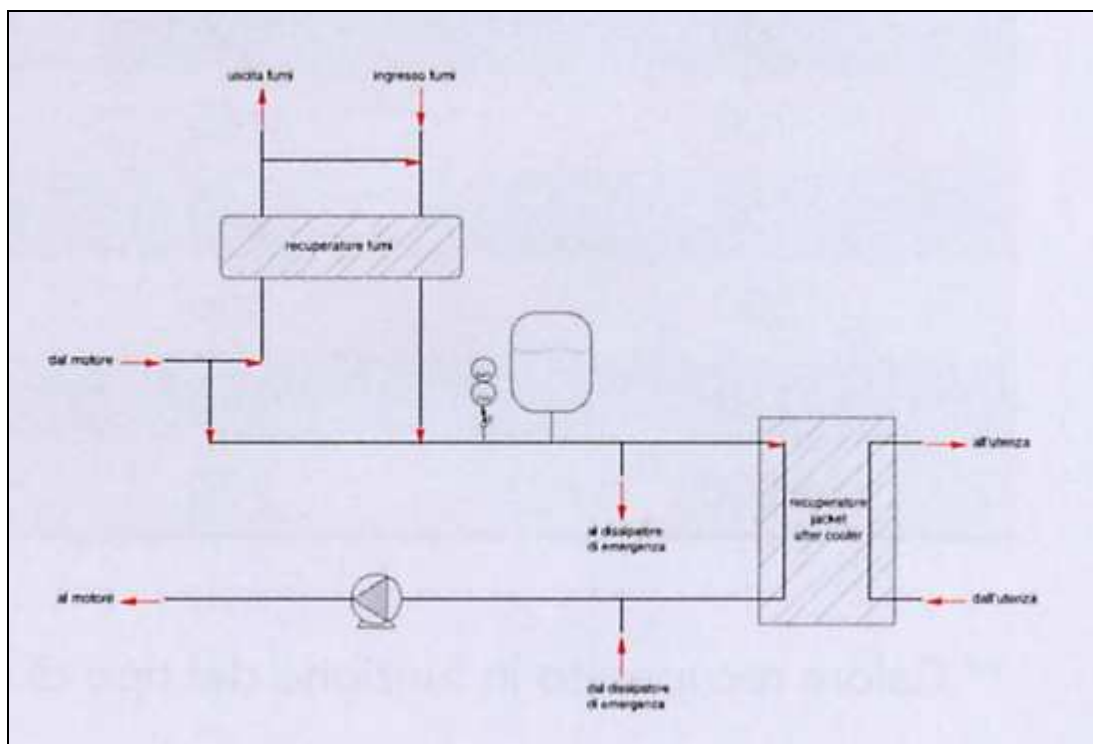


fig.1 – sistema di recupero termico T RECOGEN della TEMPCO s.r.l.

Nella seguente fig.2 è rappresentato il sistema di radiatori per la dissipazione di emergenza (**T FIN ENGINE**) disponibile in rame, acciaio inox acciaio al solo carbonio e alluminio della medesima azienda.

Questa sintetica descrizione mette in evidenza due fattori importanti e cioè il costo della componentistica e la delicatezza del recuperatore fumi.

La parte fumi infatti è quella che incide maggiormente sul costo complessivo del sistema (circa il 60 %) di recupero energia, risultando anche quella più delicata dal punto di vista realizzativo e tecnico,

tale incidenza diventa ancora più grande negli impianti medio piccoli.

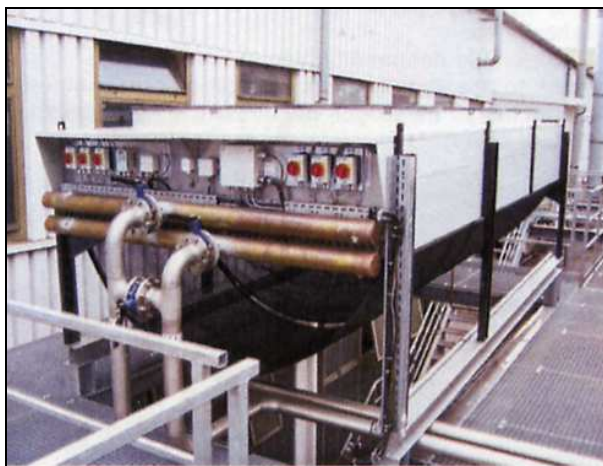


fig.2 – Unità di dissipazione d'emergenza T FIN ENGINE della TEMPCO s.r.l.

Infatti come già detto in precedenza a seconda del tipo di combustibile utilizzato si potranno avere diversi coefficienti di sporcamento da considerare nella scelta del diametro dei tubi, inoltre cosa ancor più importante è che lo scambiatore sia dimensionato in maniera corretta e non sovrabbondante (anche se ciò avrebbe l'effetto benefico di un maggiore sfruttamento dei fumi).

Questo perché un abbassamento troppo spinto del raffreddamento dei gas di scarico causerebbe un incremento della probabilità di formazione di condense acide con il conseguente rischio di corrosione.

Solitamente si cerca di recuperare il calore dai fumi cercando di ottenere una temperatura dei fumi in uscita non più bassa di 130 °C (valore indicativo che varia al variare del combustibile).

Questa considerazione deve fare riflettere sulla effettiva validità di installare un sistema di recupero fumi/acqua su motori di piccola taglia (sotto i 50 kW) dove con un piccolo investimento (1/3) si può realizzare un impianto molto efficiente pur senza recuperare il calore dei fumi.

Su impianti medio grandi il recupero assume proporzioni sicuramente interessanti e qualche complicazione costruttiva è tollerabile e “spalmabile” sul costo complessivo.

Per quanto riguarda invece l'interrogativo su quale tipo di scambiatore scegliere (a fascio tubiero o a piastre) gli operatori del settore sono tutti abbastanza d'accordo nell'affermare che se è possibile è meglio usare uno scambiatore di calore a piastre, questo principalmente per i seguenti motivi:

- Maggiore efficienza di scambio termico (circa 3 volte maggiore rispetto ai concorrenti)
- Minore ingombro (come conseguenza di una maggiore efficienza di scambio termico)
- Maggiore flessibilità e possibilità di estensione (anche in esercizio)

Questi scambiatori sono nati inizialmente per applicazioni nel campo alimentare con pressioni e temperature basse.

Negli ultimi anni il range di applicazioni è aumentato esponenzialmente grazie all'avvento delle piastre saldobrasate prime e totalmente saldate dopo che hanno spostato i limiti di pressione e di temperatura per questi apparecchi decisamente verso l'alto.

Non è raro trovare sempre più applicazioni in campo processistico dove scambiatori di calore a piastre vengono impiegati a pressioni di oltre 50 bar e temperature di 350 °C; il limite ad oggi raggiungibile arriva tranquillamente a 100 bar e 900 °C.

Ci sono comunque parecchi impieghi nei quali lo scambiatore a piastre si rivela inadeguato, ad esempio proprio il recupero termico su fumi o su aria a bassa pressione a causa delle elevate perdite di carico e di velocità.

Uno dei pochi svantaggi delle “piastre” è che il materiale meno nobile stampabile a freddo è comunque l'acciaio inox, mentre un “fascio tubiero” può essere realizzato in rame o in acciaio al solo carbonio, ma anche in questo caso la tecnologia ha fatto passi da gigante arrivando a stampare

piastre sempre più sottili con invariati valori di resistenza alle alte pressioni;fortunatamente comunque per applicazioni con acqua o olio (come nel caso della cogenerazione) l'uso di acciaio inossidabile è più che sufficiente a garantire certi standard di sicurezza e affidabilità.

Nella seguente tab.1 è riportata una sorta di comparazione tra i due tipi di scambiatori.

	<b>Scambiatore a piastre tradizionale</b>	<b>Scambiatore a fascio tubiero</b>
<b>Incrocio temperatura</b>	Possibile	Impossibile
<b><math>\Delta T</math> tra i fluidi</b>	1°C (2°F)	5°C (10°F)
<b>Servizi multipli</b>	Possibile	Impossibile
<b>Connessioni tubazioni</b>	Da una sola direzione (sul fusto)	Da diverse direzioni
<b>Rapporto di scambio termico</b>	3-5	1
<b>Rapporto di peso in esercizio</b>	1	3-10
<b>Rapporto di spazio</b>	1	2-5
<b>Volume contenuto</b>	Basso	Elevato
<b>Saldature</b>	Non presenti	Saldato
<b>Sensibilità alle vibrazioni</b>	Nessuna	Sensibile
<b>Guarnizioni</b>	Su ogni piastra	Su ogni distributore
<b>Individuazione perdite</b>	Facile, dall'esterno	Difficile
<b>Accessibilità per ispezioni</b>	Su ogni lato della piastra	Limitata
<b>Tempo necessario per l'apertura</b>	15 min. (con chiave pneumatica)	60-90 min.
<b>Riparazione</b>	Facile Si interviene sostituendo le piastre e/o le guarnizioni	Difficile Richiede la chiusura del tubo con conseguente riduzione di capacità
<b>Modifiche</b>	Di facile attuazione, mediante aggiunta o rimozione di piastre	Impossibili

tab.1 – Comparazione tra i due tipi di scambiatori

## 4.2 Scambiatori di calore a fascio tubiero (fumi/acqua)

Le norme più diffuse per la realizzazione degli scambiatori di calore sono la TEMA standards (Tubular Exchanger Manufactures Association) e la HEI standards (Heat Exchange institute) molto meno diffuse delle precedenti, che forniscono in particolare definizioni, dimensioni, tolleranze di costruzione, soluzioni costruttive, informazioni generali per la costruzione e il montaggio; in definitiva le nozioni necessarie per i vari campi di impiego.

Secondo la normativa TEMA gli scambiatori a fascio tubiero vengono caratterizzati dalla taglia (size) e dal tipo (type).

La taglia è definita dal diametro nominale del mantello e dalla lunghezza dei tubi (intesa come la distanza fra le facce esterne delle piastre tubiere); il tipo dello scambiatore è definito tramite tre lettere ciascuna associata rispettivamente alla testata anteriore (quella dalla quale entra il fluido lato tubi), al mantello e alla testata posteriore fig.2 (a e b).

Il flusso può compiere più passaggi sia lato tubi che lato mantello, ad esempio il fluido può attraversare lo scambiatore da un'estremità all'altra una sola volta o due volte entrando da un'estremità ed attraversando l'apparecchio fino all'altra estremità per poi tornare indietro.

Naturalmente ciò prevede la presenza di setti separatori nelle testate (nel caso di passaggi multipli nei tubi) o all'interno del mantello (per due passaggi lato mantello) onde evitare il mescolamento dei due fluidi.

In generale, il numero di passaggi nei tubi è sempre superiore al numero di passaggi nel mantello; la nomenclatura specifica è realizzata tramite due numeri separati da un trattino in cui il primo indica il numero di passaggi lato mantello e il secondo quello lato tubi (questa notazione non è prevista dalla TEMA standards).

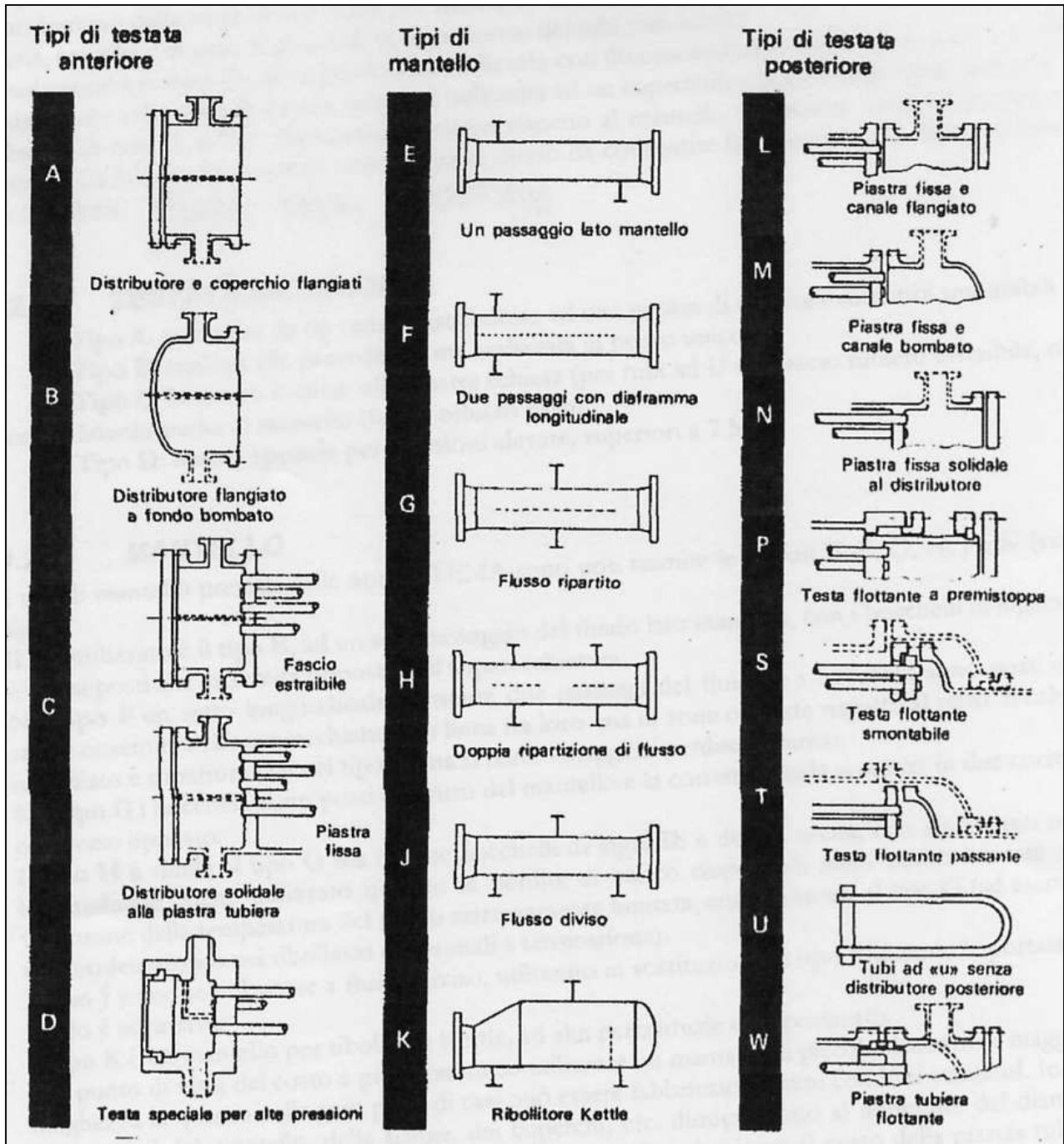
Le principali tipologie dal punto di vista costruttivo sono:

- a piastra tubiera fissa
- con tubi a U (praticamente non usati in queste applicazioni)
- con testata flottante

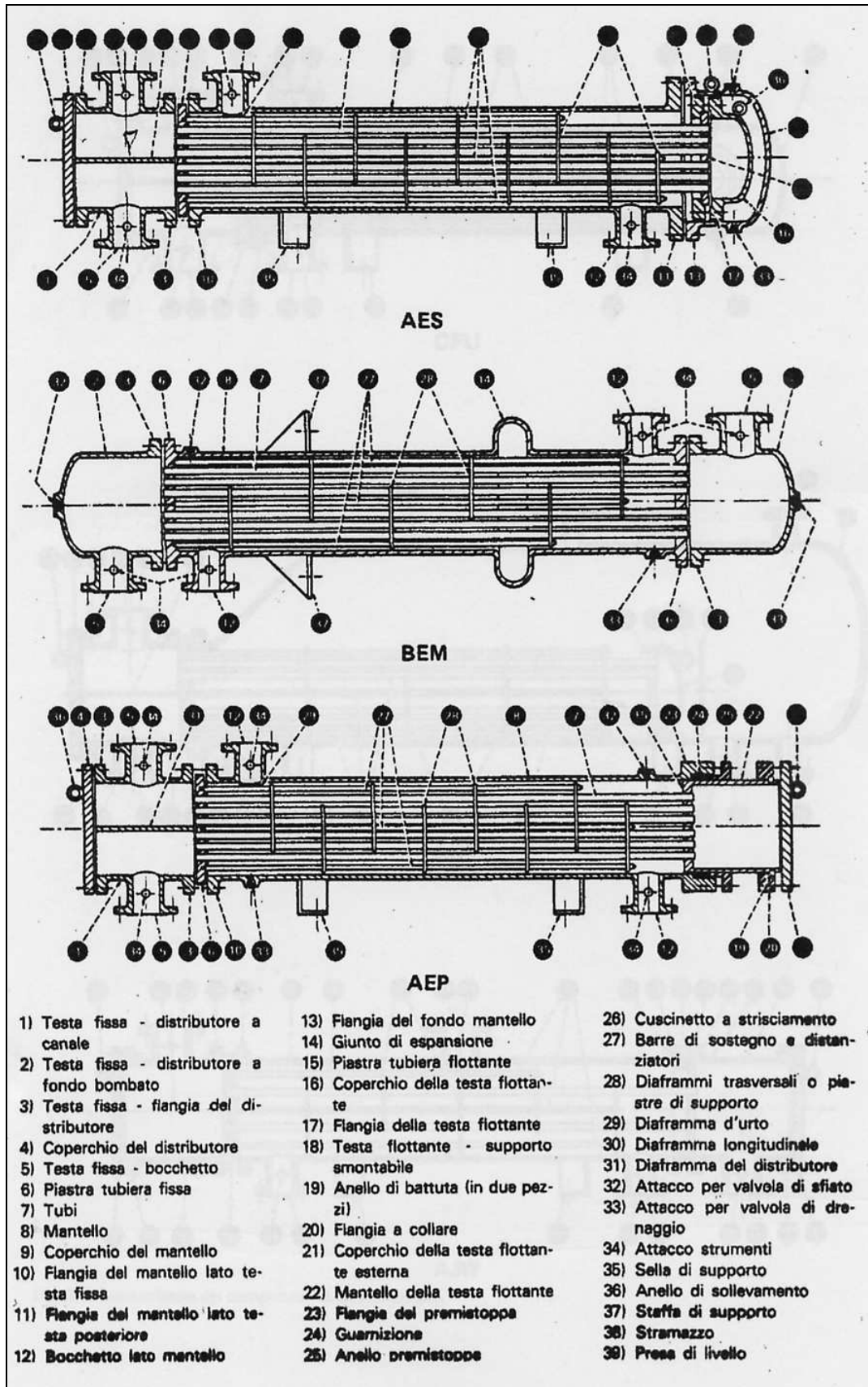
il tipo a piastra tubiera fissa è il più economico e facile da realizzare dal punto di vista costruttivo; esso è usato ampiamente quando le dilatazioni termiche previste sono piccole.

La soluzione con tubi a U è utilizzata per alte temperature e alte pressioni visto che ciascun tubo è libero di espandersi a causa delle dilatazioni termiche; il bocchello di ingresso lato tubi è posto lontano dalla zona di curvatura per ridurre le vibrazioni

La soluzione a testata flottante può essere realizzata con diverse modalità, una tipica soluzione è riportata nella fig.3 (a e b) insieme ad un esempio di piastra tubiera fissa (fonte **FLOVEX s.p.a.**)

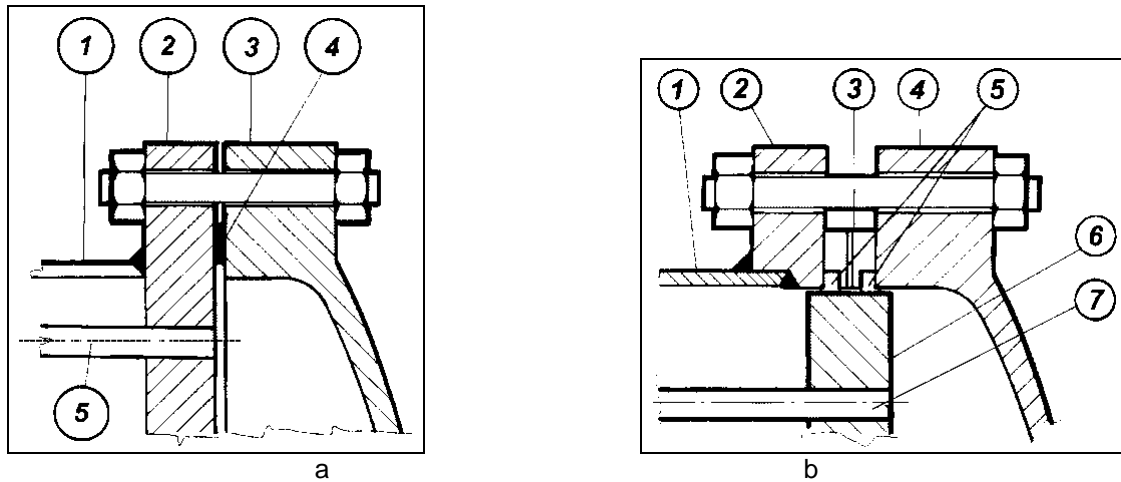


a



b

fig.3 - Tipi di testate e mantelli per scambiatori a fascio tubiero (a) e componenti principali (b).



CORPO	1	CORPO
PIASTRA TUBIERA	2	ANELLO
COPERCHIO	3	ANELLO SPIA
GUARNIZIONE	4	COPERCHIO
TUBO SCAMBIO	5	GUARNIZIONI
	6	PIASTRA TUBIERA
	7	TUBO SCAMBIO

fig.4 - -testa fissa (a) e flottante (b)

#### 4.2.1 Testata anteriore, mantello e testata posteriore

I tipi di testata anteriore più usati sono:

- il **tipo A** che è costituita da un canale distributore ed una piastra di chiusura entrambi smontabili.
- il **tipo B** che è analoga al precedente ma realizzata in un pezzo unico.
- Il **tipo C** nella quale la testata è unita alla piastra tubiera
- Il **tipo D** che si usa per alte pressioni.

Per quanto riguarda i tipi di mantello più utilizzati, essi sono:

- Il **tipo E** che prevede un solo passaggio lato mantello con i bocchelli di entrata e uscita posti ai due estremi opposti.
- Il **tipo F** con setto longitudinale che consente due passaggi nel mantello; i bocchelli si trovano alla tessa estremità ma sono ovviamente separati dal setto.
- Il **tipo G** nel quale i bocchelli sono posti al centro del mantello e la corrente fluida si separa in due flussi con verso opposto.

Per quanto invece riguarda la testata posteriore si ha che le principali tipologie sono:

- Il **tipo L** che è simile al tipo A ed è usata in scambiatori a piastra fissa quando è prevista la pulizia meccanica dei tubi.
- Il **tipo M** che è simile al tipo B
- il **tipo N** che è simile a tipo C e si utilizza in scambiatori a fascio tubiero fisso.
- Il **tipo S** a testa flottante che una volta tolta permette l'estrazione del fascio tubiero dal mantello.
- Il **tipo T** a testa flottante passante che si estrae dal mantello insieme al fascio tubiero, presenta lo svantaggio di lasciare molto spazio vuoto tra il fascio tubiero e il mantello.
- Il **tipo W** piastra tubiera flottante in cui il distributore è formato dalla piastra e dal fondo del mantello; la separazione tra i due fluidi è assicurata da una guarnizione ad anello.



### 4.2.2 Il fascio tubiero

La scelta dei tubi del fascio tubiero deve tener conto dei seguenti aspetti:

- Pressione all'interno e all'esterno dei tubi
- Temperature dei due fluidi
- Stress termici dovuti all'espansione termica differenziale fra mantello e fascio tubiero
- Natura corrosiva dei fluidi lato mantello e lato tubi

Il valore del diametro dei tubi ingenera va da  $\frac{3}{4}$ " a 1" ,valori che consentono un adeguata velocità del fluido all'interno senza eccessive perdite di carico e una facile pulizia interna.

Possono anche essere utilizzati tubi di diametro sensibilmente superiore o inferiore, nel caso di tubi piccoli necessario che il fluido sia particolarmente pulito e comunque non possono essere realizzati scambiatori di lunghezza elevata.

Il passo dei tubi è definito come la distanza esistente tra i centri di due tubi adiacenti, in generale aumentare il passo dei tubi significa diminuire il coefficiente di scambio globale ed aumentare il costo dello scambiatore.

La scelta di tale parametro deve comunque tener conto anche delle perdite di carico, della necessità di evitare danneggiamenti per vibrazioni e dalla necessità di poter effettuare una facile pulizia della superficie dei tubi (fig.5).

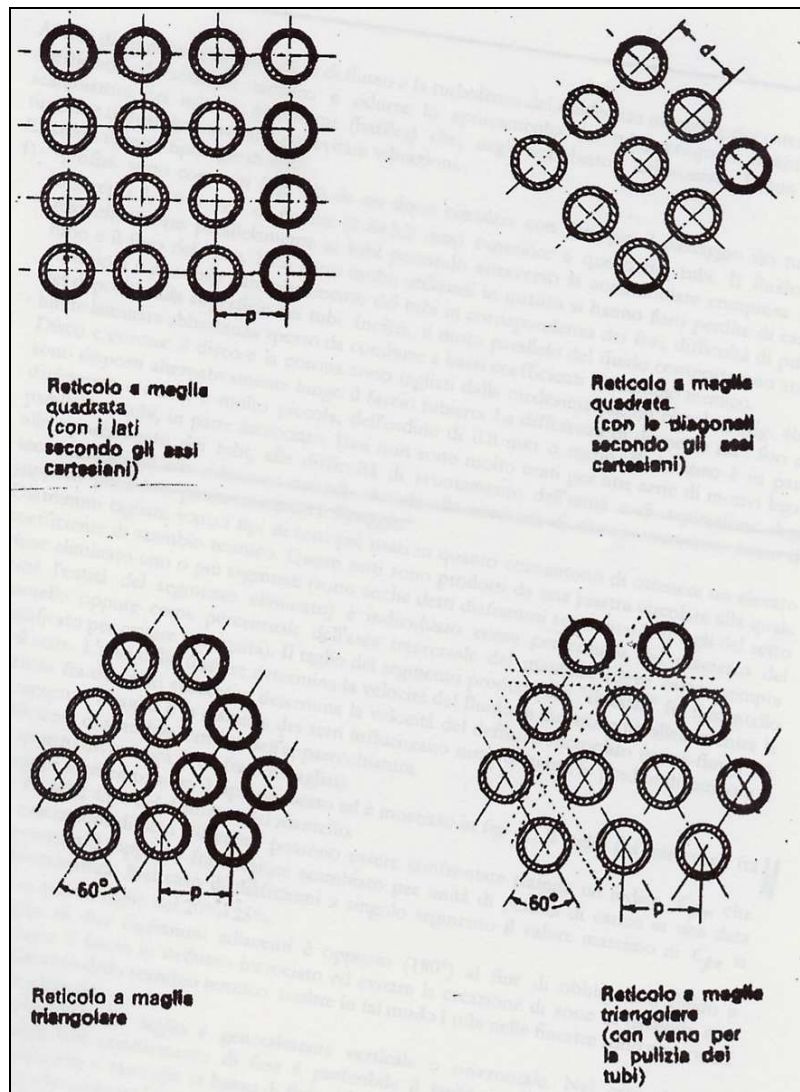


fig. 5 – Tipici reticoli utilizzati negli scambiatori a fascio tubiero

Per incrementare ulteriormente lo scambio termico è possibile utilizzare tubi alettati (fig. 6).

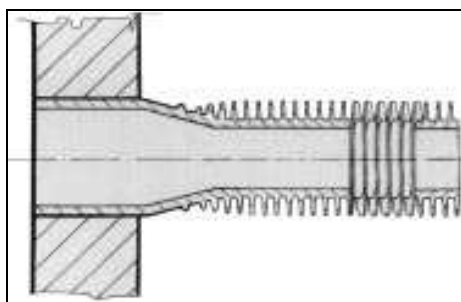


fig.6 – tubo mandrinato e alettati.

L'impiego di tali tubi implica molteplici vantaggi, grazie ai più favorevoli rapporti di velocità e coefficienti di scambio (a parità di ingombro) permette un minore consumo d'acqua alta affidabilità ed uno sporcamento minore.

Nel confronto con scambiatori con tubi di piccolo diametro e con scambiatori a piastre l'impiego del tubo alettato si è dimostrato soluzione vincente per costi, ingombri e con una vita utile triplicata. Nella seguente fig.7 (a e b) sono rappresentati tubi alettati in acciaio inox (a), rame (b) e sue leghe della già citata FLOVEX



a



b

fi.g. 7 – tubi alettati della FLOVEX

Al fine di aumentare a velocità di deflusso e la turbolenza del fluido lato mantello, aumentare il coefficiente di scambio termico e diminuire ancora lo sporcamento dei tubi, vengono inseriti nello scambiatore dei setti o diaframmi che hanno anche la funzione di sostegno dei tubi del fascio.

Esistono diverse tipologie di setti indicate in fig.,8:

- a) Orifizi costituiti da un disco circolare con fori (per il passaggio dei tubi) di diametro 1/16 e 1/8 di pollice (1,6-3,2 mm) superiore a quello dei tubi.

Il fluido lato mantello scorre parallelamente ai tubi passando attraverso la zona anulare compresa tra il tubo e il foro del setto.

Non sono molto utilizzati in quanto comportano grosse perdite di carico, vibrazioni e difficoltà di pulizia; inoltre il moto parallelo del fluido comporta strati limite laminari abbastanza spessi da comportare un basso coefficiente di scambio termico.

- b) Disco e corona tagliati dalla stessa piastra circolare e disposti alternativamente lungo il fascio tubiero.

La differenza di diametro tra i fori del diaframma e i tubi è molto piccola, dell'ordine di 0,8 mm o meno mentre il deflusso lato mantello è in parte parallelo ai tubi e in parte incrociato.

- c) Diaframmi tagliati dalla stessa corona circolare, essi sono i tipi di setti pi usati in quanto consentono di ottenere elevati coefficienti di scambio termico.

Dalla piastra circolare viene tagliato un setto le cui dimensioni sono individuate da una percentuale del diametro del mantello oppure come percentuale dell'area trasversale (che va sempre specificata per evitare ambiguità).

Il taglio del segmento produce una finestra tra il mantello e il setto la cui area determina la velocità del fluido in direzione parallela, mentre la distanza tra due setti successivi determina la velocità del flusso incrociato.

Di conseguenza il taglio e la distanza dei setti influenzano notevolmente le perdite di carico e il coefficiente di scambio termico dell'apparecchiatura.

Esistono quattro diversi tipi di diaframmi tagliati:

- A singolo segmento, che sono il tipo più usato, il taglio di due diaframmi adiacenti è opposto ( $180^\circ$ ) al fine di obbligare il fluido a percorrere il fascio in deflusso incrociato ed evitare zone di ristagno con abbattimento dello scambio termico.
- A doppio segmento, che comporta una velocità parallela ai tubi, in virtù dell'elevata ampiezza della finestra (fig.8d), e quindi un abbassamento del coefficiente di scambio termico ..
- A triplo segmento, che sono utilizzati nelle apparecchiature in cui non si possono avere perdite di carico.
- Senza tubi nelle finestre, che non prevede il passaggio del fascio tubiero nelle finestre dei setti.

Sono analoghi ai setti a singolo segmento solo che in questo caso i tubi sono tutti attraversati da fluido in deflusso incrociato con conseguente aumento dello scambio termico; inoltre le perdite di carico sono limitate perché i setti sono molto distanziati

In genere i setti sono distanziati di una distanza non superiore al diametro del mantello e non inferiore ad  $1/5$  di tale valore.

Esistono inoltre altri tipi di diaframmi, ad esempio i setti longitudinali che sono in pratica le piastre di ripartizione del flusso nelle unità a multipli passaggi (che comunque non vengono usati per il recupero del calore negli impianti cogenerativi) sono saldate direttamente al mantello.

I setti antiurto sono invece disposti tra il bocchello e il fascio tubiero in maniera tale da prevenire il danneggiamento dei tubi dovuto all'alta velocità del fluido in ingresso che tra l'altro può trasportare solidi in sospensione (come ad esempio particolato nei motori Diesel).

Per quanto riguarda in fine la piastra tubiera si ricorda che il suo scopo è quello di tenere separati il fluido lato mantello e quello lato tubi, inoltre essa funge da sostegno per i tubi.

I tubi possono essere fissati alla piastra mediante mandrinatura, saldatura o per l'azione combinata di questi due tipi di collegamento.

La mandrinatura consiste nell'allargare i tubi deformandoli permanentemente nei tratti in corrispondenza dello spessore delle piastre tubiere in modo da farli aderire alla superficie dei fori; per migliorare il collegamento vengono in genere realizzate delle scanalature.

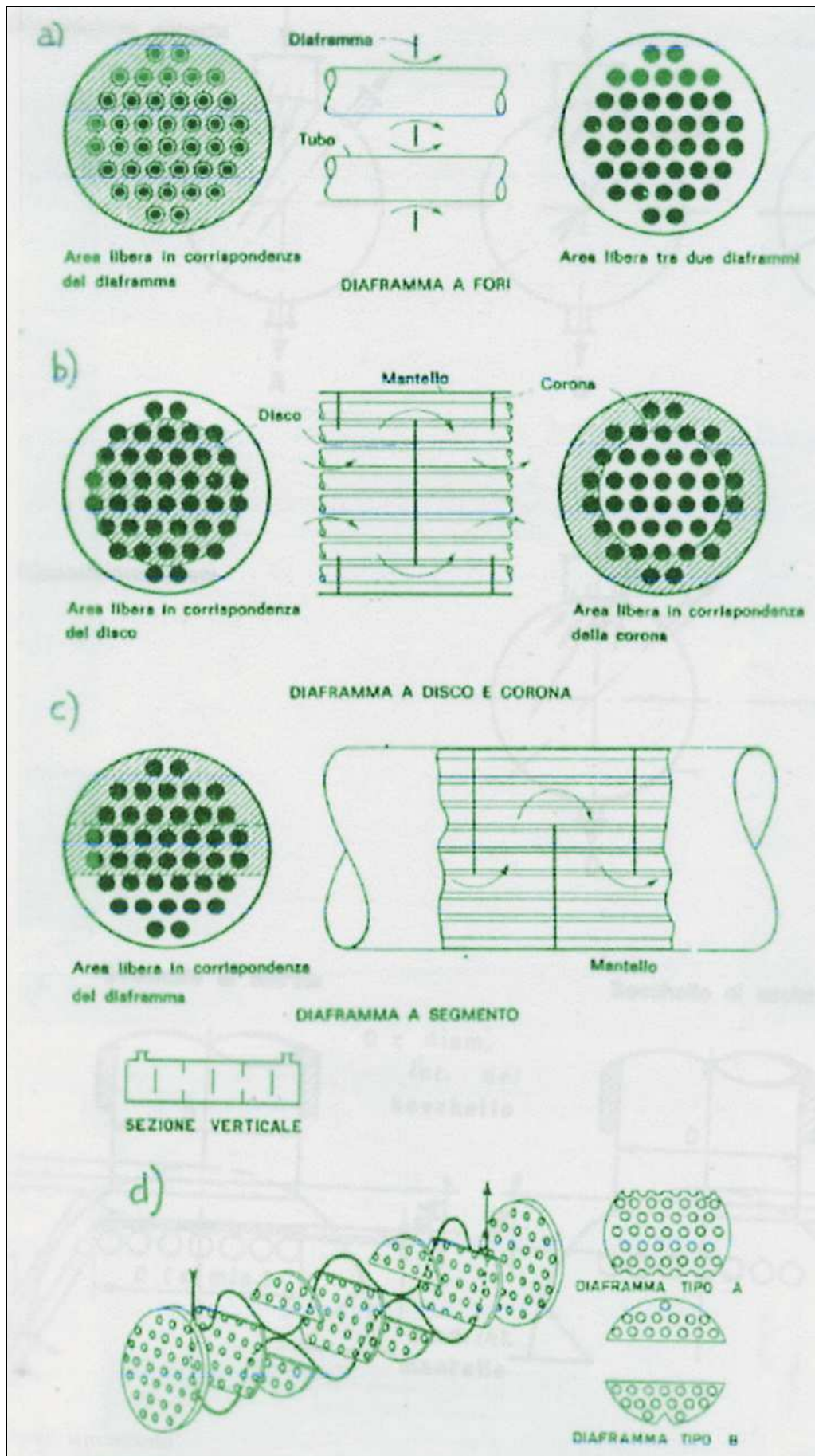


fig.8 – Tipi di diaframmi



Nella seguente fig.8 è rappresentato uno scambiatore serie **FA** della **TEMPCO s.r.l.** con configurazione ad un passaggio nel mantello ed uno nei tubi (nei quali scorre il fumo).

Il fascio tubiero è realizzato in AISI 316 con tubi dritti saldati alla piastra tubiera (in AISI 304); le testate (anch'esse in AISI 304) e le casse fumi sono amovibili per una più facile pulizia interna. mentre il mantello (in acciaio al carbonio) è provvisto di giunto di dilatazione termico.

I diaframmi sono realizzati con materiali compatibili con i fluidi e le guarnizioni non contengono amianto, la bulloneria è in acciaio ad alta resistenza.



fig.9 – Scheda tecnica scambiatore FA della TEMPCO s.r.l.

Si chiude questa sezione con una guida generale riguardanti i principali parametri del recupero termico da gas di scarico (tab.2), tale guida non è riferita a nessun motore a gas in particolare fra quelli in commercio ed è tratta da un catalogo del costruttore inglese **BOWMAN®**.

Si è assunto un rapporto aria/combustibile pari a 10,23:1 in volume, un consumo di carburante paria a 0,34 m<sup>3</sup>/kWh (misurata con p=101325 Pa e T=15°C), una temperatura dei fumi di 600 °C all'ingresso dello scambiatore e una temperatura di ingresso dell'acqua di 80 °C.

POTENZA MOTORE (kWe)	PORTATA FUMI (Kg/min)	TEMPERATURA FUMI (°C)	POTENZA TERMICA (kW)	PRESSIONE FUMI (KPa)
32	2,4	210	19	2,4
32	2,4	170	21	2,8
60	4,5	210	35	2,2
60	4,5	170	39	2,4
90	6,7	210	52	2,1
90	6,7	170	57	2,4
140	10,5	210	82	2,2
140	10,5	170	90	2,4
250	18,7	210	147	2,3
250	18,7	170	160	2,5
400	30	210	236	2,4
400	30	170	256	2,6
600	45	210	353	2,3
600	45	170	380	2,5

tab.2 – Principali parametri del recupero termico dai gas di scarico.

### 4.3 Scambiatori di calore a piastre a tubi ispezionabili (acqua/acqua)

Gli scambiatori di calore a piastre ispezionabili (in controcorrente) hanno, rispetto agli altri scambiatori, caratteristiche del tutto particolari (campo di applicazione da -50 a 200 °C con pressioni non superiori a 30 bar)

Si contraddistinguono da quelli a fascio tubiero, a spirale, a serpentino, a lamelle ecc., soprattutto per il fatto che, fra tutti, sono gli unici ad essere estensibili. Permettono cioè, anche ad installazione eseguita e per qualsiasi motivo, di aumentare o diminuire la potenza di scambio garantendo, in ogni caso, il perfetto funzionamento dell'impianto. La scelta di un qualunque tipo di scambiatore dipende, come è intuitivo, da un gran numero di fattori. I più importanti sono sicuramente, la natura fisica dei fluidi, le temperature e le pressioni in gioco, le portate, le perdite di carico, la tendenza allo sporco, i materiali utilizzati in relazione al tipo di servizio, la possibilità o meno di effettuare manutenzioni agevoli ed infine il costo. Anzi la valutazione conclusiva per la scelta si fa, giustamente, comparando i costi globali dei vari tipi di scambiatori che siano in grado di risolvere un determinato problema tecnico. Anche fra scambiatori dello stesso tipo si pongono problemi di scelta.

Ovviamente i fattori da prendere in considerazione sono gli stessi già menzionati e le differenze, tra un costruttore ed un altro, non è detto che siano piccole.

In qualche caso, al contrario, la comparazione evidenzia solo disparità di prezzo. Gli scambiatori a piastre, pur avendo tutti più o meno le stesse caratteristiche costruttive e di assemblaggio, si possono suddividere fondamentalmente in due tipologie. Una si contraddistingue dall'aver le piastre di scambio corrugate in varie geometrie ottenute per imbutitura alla pressa ed aventi le guarnizioni in gomma incollate o agganciate alle piastre stesse (fig.10)

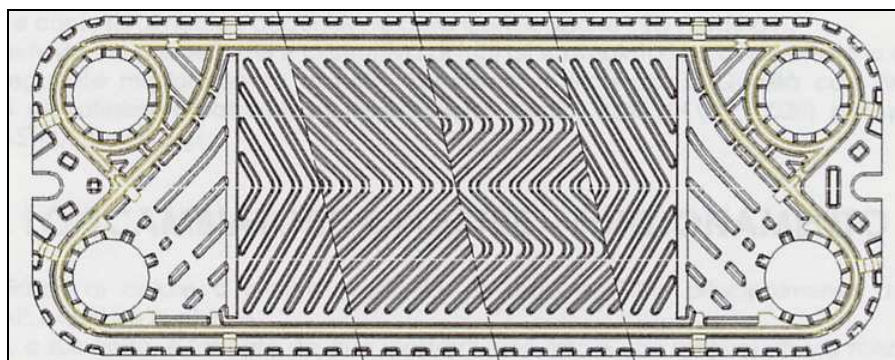


fig. 10 – piastra corrugata.

L'altra presenta invece piastre lisce (piane), guarnizioni in gomma fissate meccanicamente e facilmente sostituibili, e turbolatori, realizzati in rete metallica, adagiati sulle piastre ed inseriti in apposite sedi nelle guarnizioni medesime. Quest'ultima tipologia è stata studiata, messa a punto e brevettata da **TECHNO SYSTEM s.r.l.** (fig.11).

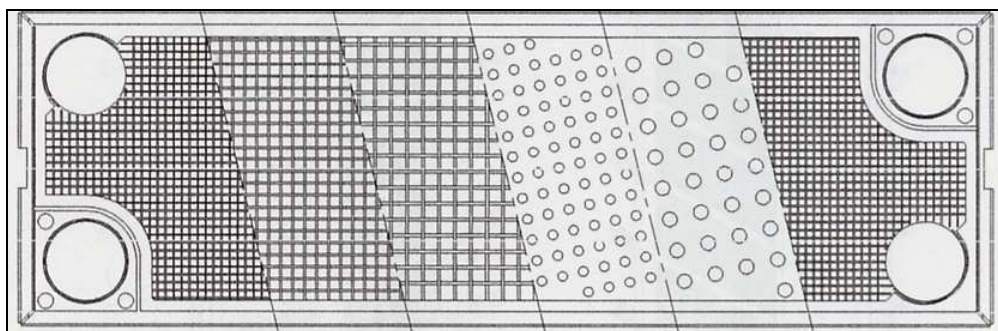
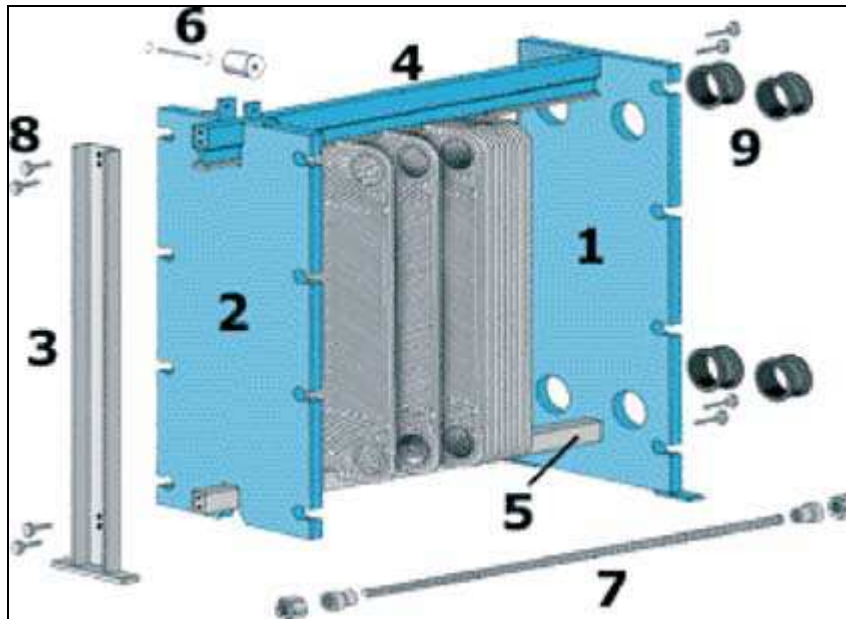


fig.11 – Piastra liscia della TECHNO SYSTEM s.r.l.

Gli scambiatori di calore a piastre (vedi fig. 12) sono costituiti principalmente dai seguenti componenti: il telaio e le piastre:

- Il telaio, a sua volta, è formato da due piastroni (uno fisso e uno mobile) che, a mezzo di tiranti bloccano in un unico pacco le piastre di scambio. Esso, dovendo sopportare notevoli pesi e pressioni, è generalmente adeguatamente robusto. Il corretto serraggio dei tiranti consente, tramite lo schiacciamento delle guarnizioni in gomma, la perfetta tenuta dell'apparecchio.



- 1- PIASTRA FISSA,
- 2- PIASTRA MOBILE
- 3- COLONA DI SOSTEGNO
- 4- BARRA DI SUPPORTO
- 5- BARRA GUIDA INFERIORE
- 6- RULLO PORTANTE
- 7- TIRANTE DI SERRAGGIO
- 8- VITI DI FISSAGGIO
- 9- RIVESTIMENTI IN GOMMA

fig. 12 – Schema di scambiatore a piastre

I bocchelli di connessione allo scambiatore, che possono essere realizzati in vario modo (filettati maschio, filettati femmina, predisposti per flange, a saldare ecc.), sono, in genere collocati sul piastrone fisso per agevolare le operazioni di manutenzione.,questo, come si vedrà, non è sempre possibile.

Le due barre d'allineamento o di guida delle piastre, sono anch'esse componenti essenziali dello scambiatore e, spesso, svolgono pure una funzione di supporto delle piastre medesime

- Le piastre di scambio sono certamente i componenti fondamentali dello scambiatore;esse, come già accennato, possono essere realizzate con varie geometrie e con diverse soluzioni Per esempio possono essere costituite da lastre di lamiera liscia, da guarnizioni in gomma fissate sotto un bordo ripiegato ad U e da turbolatori in rete inseriti in apposita sede nelle guarnizioni stesse (vedi fig. 13).

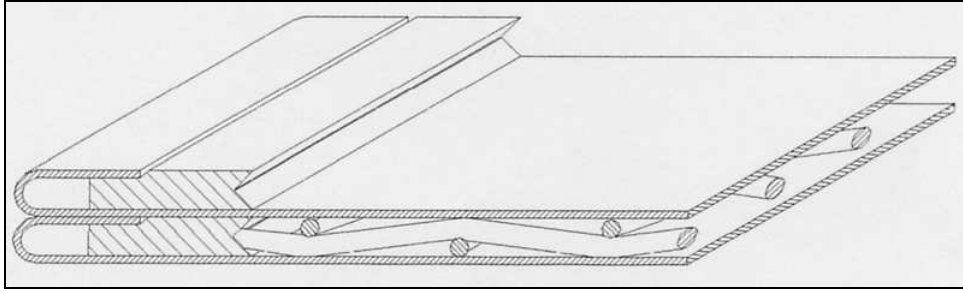


fig. 13 – Particolare di ancoraggio della guarnizione di una piastra liscia

Questa soluzione è consigliata per fluidi “puliti”, per alte pressioni e per tutti quei casi dove è necessario poter ottimizzare lo scambiatore, avendo a che fare con portate e/o con fluidi molto diversi nei due circuiti.

In alternativa le piastre sono composte da lastre corrugate (per aumentare la turbolenza del moto e quindi lo scambio termico), ottenute di stampaggio, con guarnizioni in gomma fermate per punti; il gioco delle guarnizioni fa sì che nel pacco delle piastre i due circuiti si alternino (in controcorrente) in modo che il fluido di un canale scambia con i due contigui. Un altro tipo di piastre molto utilizzato nel campo del teleriscaldamento è quello a “doppia parete” nel quale le piastre sono realizzate attraverso lo stampaggio (insieme o separatamente) di due piastre sottili.

Le piastre ottenute in tal modo possono essere utilizzate in tutte quelle applicazioni dove la miscelazione dei fluidi all’interno dello scambiatore è assolutamente pericolosa.

In caso di perforazione di una delle due piastre, il liquido si riversa nell’intercapedine che separa la coppia di piastre, consentendo, quindi il rilevamento della perdita e la possibilità d’intervento in tempo utile per la sostituzione della coppia di piastre danneggiata.

Le disposizioni di flusso (vedi fig. 14 e fig. 15) sono normalmente simmetriche con canali in parallelo, ma senza difficoltà, possono disporsi flussi con canali in serie e misti serie-parallelo.

La scelta di una disposizione o dell’altra dipende, dal programma termico e dalla “lunghezza termica” (caratteristiche geometriche) delle piastre.

Gli scambiatori con piastre lisce hanno gli attacchi incrociati, mentre quelli con piastre corrugate hanno gli attacchi paralleli non incrociati (vedi fig. 14 e fig. 15).

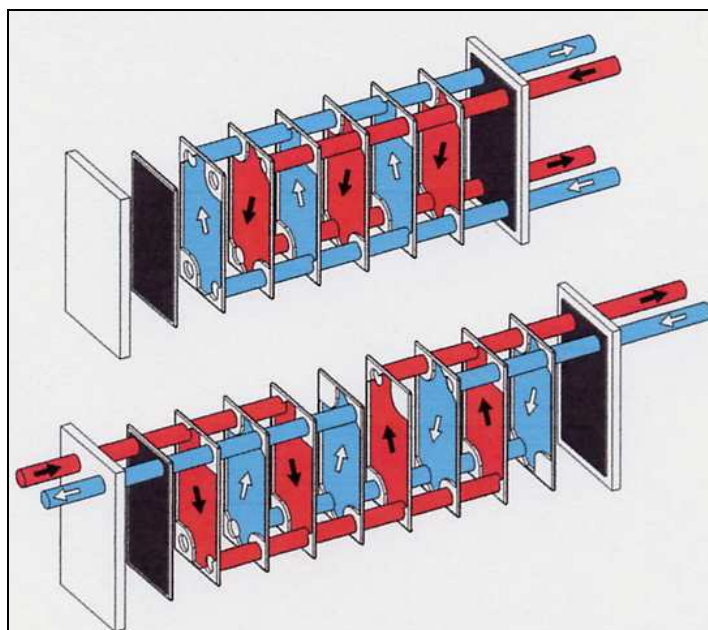


fig. 14 – Esempio di flusso con piastra liscia



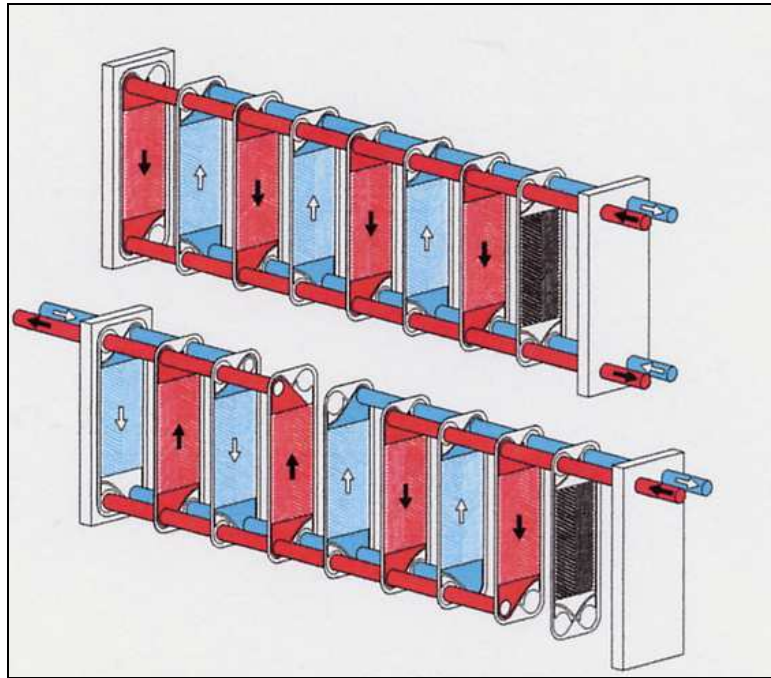


fig. 15 – Esempio d flusso con piastra corrugata

#### 4.3.1 I materiali per le piastre

Le piastre di scambio possono essere costruite, se corrugate (realizzate quindi per imbutitura), con qualsiasi materiale stampabile a freddo con notevoli limitazioni riguardanti i materiali molto duttili e malleabili (per es. il rame) poiché esse rischiano, una volta assemblata nello scambiatore e serrate (quindi venendo a contatto), di perdere la forma ottenuta di stampaggio modificando in modo irreparabile le intercapedini e i canali di passaggio con ovvie conseguenze.

In ogni caso i materiali utilizzati comunemente per le piastre in campo cogenerativo sono gli acciai inox AISI 304 e AISI 316; la scelta del materiale dipende principalmente da compatibilità ed inattaccabilità chimica al contatto con i vari fluidi e quindi, in ultima analisi, dalla più o meno elevata resistenza alla corrosione.

Valutazioni finali di costo, in relazione alla tipologia dell'impianto, suggeriranno la scelta definitiva, nella seguente fig. 16 sono rappresentate una serie di piastre per scambiatori ispezionabili della **TEMPCO s.r.l.**



fig.16 – Serie di piastre della TEMPCO s.r.l.

### 4.3.2 I materiali per le guarnizioni

I materiali con cui vengono realizzate le guarnizioni sono in generale gomme speciali nitriliche, butiliche, etilen-propileniche (EPDM, EPM), siliconiche, fluorurate (FKM, Viton), ecc.

Fatte salve le compatibilità chimiche, le temperature massime di impiego di tali gomme risultano quelle indicate nella tab.3.

Nitrile	120 °C	(Standard Techno System)
Butile	110 °C	
EPDM	155 °C	(Standard Techno System)
EPM	165 °C	
Silicone	210 °C	
FKM (Viton)	210 °C	(Standard Techno System)

tab.3 – Materiali per guarnizioni

Questi valori sono raggiungibili a pressioni di esercizio non superiori alle 25 Ate con scambiatori a piastre lisce mentre con scambiatori a piastre corrugate (con ancoraggio diverso dal precedente), questi limiti si abbassano (vedi fig. 17).

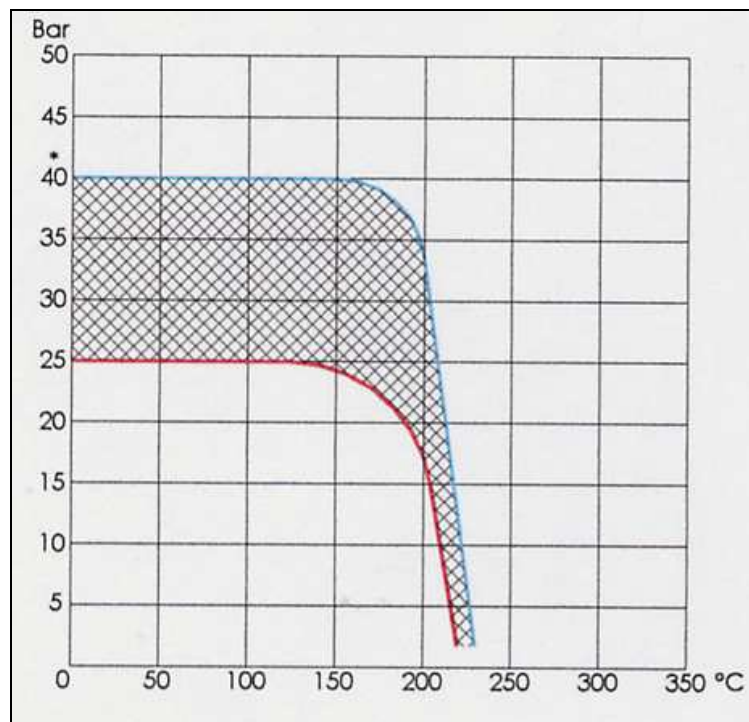


fig. 17 – Campo di applicazione guarnizioni

La tipologia costruttiva della piastra liscia fa' sì che, a scambiatore serrato, le guarnizioni contenute all'interno delle piastre siano completamente protette dagli agenti invecchianti.

### 4.3.3 I materiali per telaio e tiranti

Per quanto riguarda i materiali dell'incastellatura si utilizzano quasi sempre acciai al carbonio (per es. P355NH) di elevate caratteristiche meccaniche, debitamente verniciati.

Per impieghi particolari (per es. nel settore alimentare) possono essere previsti anche telai in acciaio inox con vari tipi di finitura.

La bulloneria ed i tiranti sono generalmente in acciaio al carbonio (o legato) ad alta resistenza (per es. A193 B7). Anche per i tiranti può essere utilizzato talvolta l'acciaio inox per impieghi non gravosi.

#### 4.3.4 Pressioni e temperature massime

Il diagramma di fig. 18 mostra quali sono, a seconda del tipo di guarnizione, i campi di temperatura-pressione in cui è possibile impiegare con sicurezza gli scambiatori a piastre.

Come si può vedere gli scambiatori a piastre lisce con turbolatore hanno dei campi di applicazione pressione-temperatura più elevati rispetto agli scambiatori a piastre corrugate.

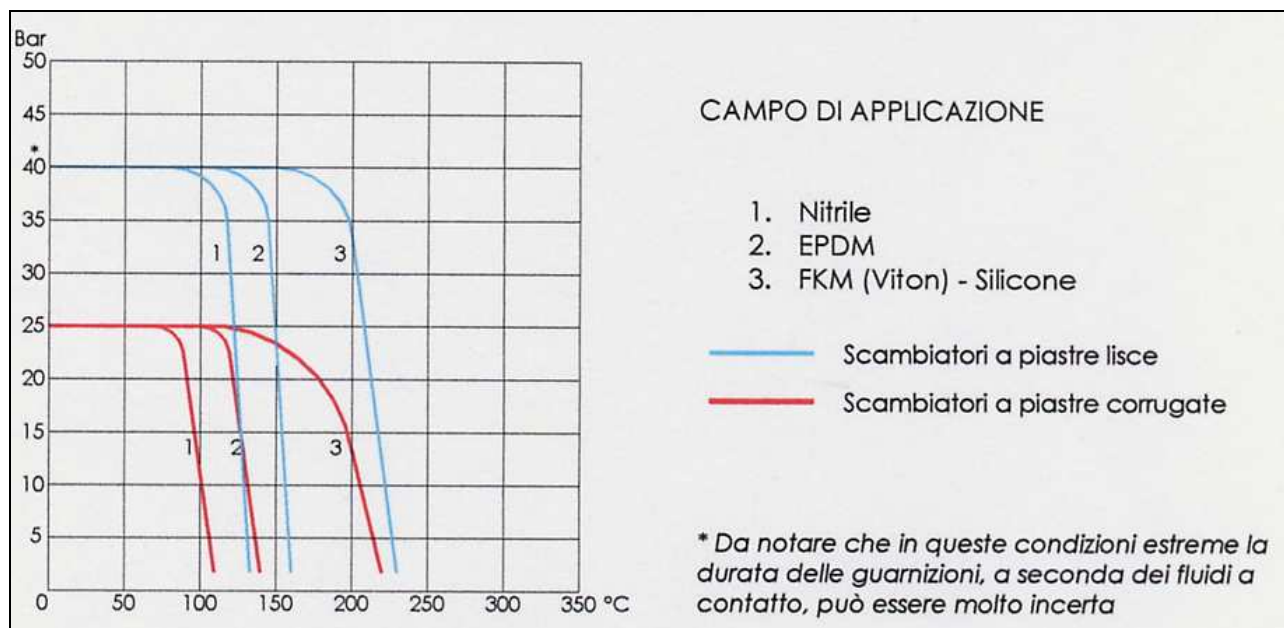


fig.18 – Pressioni e temperature massime di esercizio in funzione delle guarnizioni usate.

Facendo una comparazione con lo scambiatore a fascio tubiero esso ha ovviamente la possibilità di essere utilizzato in campi di temperatura e pressioni notevolmente più estesi rispetto allo scambiatore a piastre, non essendo limitato da spessori sottili (circa 0,5 mm) e da guarnizioni in gomma.

I limiti, paradossalmente, per questo scambiatore sono alla fine proprio gli spessori troppo elevati e le saldature che, ad elevate pressioni e temperature, a causa proprio di spessori massicci e non uniformi, producono sempre fenomeni di fatica con concentrazioni di sforzo dovuti a vibrazioni e stress termici.

Negli scambiatori a piastre questi problemi, non si presentano, data appunto l'uniformità degli spessori e l'assenza di saldature

#### 4.3.5 Prestazioni ed efficienza

Normalmente le prestazioni di uno scambiatore di calore sono individuate facendo riferimento ad un certo numero di parametri che caratterizzano il tipo di servizio. Questi parametri sono usualmente la lunghezza termica, le portate, le perdite di carico, i coefficienti di sporcamento, le tenute, la necessità di manutenzione ecc.

Nel seguito puntualizzeremo in dettaglio i suddetti parametri cercando di chiarirne nel modo migliore i concetti che, d'altra parte, sono di fondamentale importanza per la comprensione di tutta la problematica dello scambio termico.

- **Portate** : Le portate max. degli scambiatori a piastre sono determinate, ovviamente, dal diametro dei bocchelli. In generale in essi, per liquidi poco viscosi (per es. l'acqua) sono ammesse perdite di carico fino a 2 mca, corrispondenti a velocità di ca. 6 m/sec.. Per fluidi

molto viscosi invece, il fattore limitante la portata max. non è normalmente la caduta di pressione negli attacchi, ma quella nei canali.

Fra tutti gli scambiatori a piastre gli unici che permettono una ottimizzazione delle perdite di carico e dei coefficienti di scambio per portate anche molto differenti nei due circuiti (o per fluidi con caratteristiche fisiche diverse) sono senz'altro quelli a piastre lisce. Essi, come già detto possono avere piastre con geometrie completamente diverse, utilizzando turbolatori a maglia più rada o più fitta e/o con diverso diametro di filo (vedi fig.19). Con gli scambiatori a piastre lisce il rapporto fra le portate dei due circuiti può raggiungere il valore di 1:4, cosa forse possibile solo con scambiatori a lamelle.

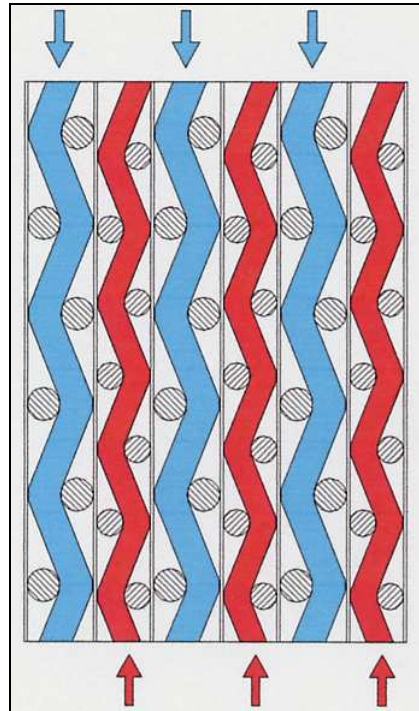


fig. 19 – Sezione dei canali di piastre lisce

- **Perdite di carico:** La caduta di pressione (nello scambiatore) fra ingresso e uscita, altrimenti definita perdita di carico, non è altro che il risultato della resistenza che incontra il fluido nell'attraversare l'apparecchio e quindi a causa di ciò s'impone, per vincere questa resistenza, un'operazione di pompaggio che sarà tanto più costosa quanto più alta sarà la caduta di pressione per una data portata.

Questo spiega come, nel dimensionare uno scambiatore di calore, sia molto importante valutare quali possano essere le perdite di carico massime tollerate. Ovviamente tanto più alte saranno le perdite di carico ammissibili tanto più piccolo ed economico sarà lo scambiatore ma, come contropartita, più oneroso sarà il costo di pompaggio.

Valori ragionevoli delle perdite di carico saranno determinati tenendo in debito conto processo, costo dei materiali e di pompaggio.

Normalmente nel progettare uno scambiatore di calore c'è la tendenza, per quanto possibile e senza sacrificare troppo i coefficienti di scambio, di contenere al minimo le perdite di carico.

Si cerca cioè di realizzare il trasferimento di calore con la massima efficienza possibile, con materiali poco costosi ciò può essere senza dubbio giustificato.

Un parametro utile, per quanto detto, per valutare il corretto dimensionamento di uno scambiatore di calore è il numero di Jensen ( $J_e$ ) che indica la perdita di carico specifica:



$$J_e = \frac{\Delta P}{NTU_\rho}$$

Per scambio acqua/acqua i valori ottimali di questo parametro (dal punto di vista dei costi totali di apparecchio e di esercizio), a seconda dei materiali di costruzione, sono compresi tra 2 e 10 mca.

Per esempio utilizzando acciaio inox  $J_e$  può valere ca. 4 mca. Ovviamente i valori più alti si riferiscono ai materiali più costosi. Per fluidi diversi dall'acqua i valori ottimali del numero di Jensen sono in generale notevolmente più alti.

- **Sporcamento:**

Una cosa molto importante, da valutare con attenzione, è la tendenza che ha ogni fluido (salvo rare eccezioni) a formare sulle superfici di scambio pellicole di sporco e incrostazioni fino a veri e propri intasamenti.

Qualitativamente si può affermare che i fattori che influenzano il più o meno rapido sporcamento di uno scambiatore sono senza dubbio la velocità dei fluidi, lo stato e la geometria delle superfici di scambio. La velocità, che all'interno di qualsiasi scambiatore è continuamente variabile in direzione e modulo da punto a punto ed anche nello stesso punto a causa del percorso accidentato che il fluido è costretto a seguire, influenza moltissimo la tendenza allo sporcamento in quanto è responsabile diretta della turbolenza e della forza erosiva della corrente oltreché del tempo di contatto con la superficie e dello spessore dello strato laminare.

Per quanto detto le parti critiche dello scambiatore riguardo allo sporcamento sono quelle in cui la velocità è più bassa. In alcune zone si possono avere anche dei punti di stasi con velocità praticamente nulle.

Di norma ciò non avviene negli scambiatori a piastre in quanto si hanno sempre delle ottime distribuzioni di flusso (vedi fig.20).

In particolare gli scambiatori a piastre lisce riguardo allo sporcamento e alle incrostazioni, hanno Prodotto nell'impiego pratico risultati estremamente validi con fluidi di ogni tipo.

Le superfici perfettamente lisce delle piastre, non avendo appigli, ostacolano il formarsi della pellicola di sporco o di calcare ed in più il turbolatore in rete ha, con i suoi continui movimenti dovuti alle dilatazioni termiche, un marcato effetto disgregante e in qualche modo autopulente riguardo alle incrostazioni dure.

D'altra parte i liquidi troppo sporchi o meglio con particelle troppo grandi in sospensione (diametri dell'ordine del mm.) non sono adatti ad essere trattati con scambiatori a piastre.

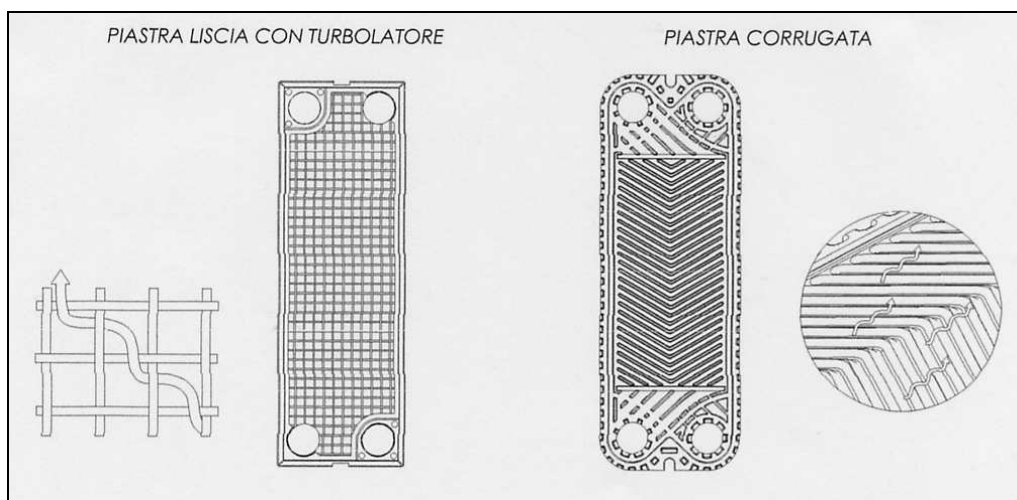


fig.20 – Distribuzione del flusso e turbolenza

Viene proposta ora una comparazione riassuntiva tra scambiatori con piastre lisce (con turbolatore) e piastre corrugate (tab. 4).

PIASTRE	LISCE CON TURBOLATORE	CORRUGATE
GUARNIZIONI	Non incollate	Incollate o bloccate pr punti
INVECCHIAMENTO GUARNIZIONI	Lentissimo,il bordo delle piastre che le contiene le protegge dagli agenti invecchianti	Abbastanza accentuato,specialmente quelle non incollate
VITA MEDIA GUARIZIONI	Oltre cinque anni	Generalmente meno elevata
PRESSIONI	Fino a 40 bar	Fino a 25 bar

Tab.4 – tabella comparativa per scambiatori a piastre

Come esempio realizzativo viene proposta la serie **T PLATE P** della TEMPCO s.r.l., si tratta di scambiatori di calore ispezionabili composti da un telaio in acciaio al carbonio verniciato con una serie di piastre (in AISI 304 o 316) complete di guarnizioni applicate con sistema a clip,il materiale di tali guarnizioni può essere scelto da un'ampia gamma di materiali gommosi.,mentre la bulloneria e in acciaio al carbonio zincato.

La temperatura di esercizio va da -50 a +200 °C mentre la pressione massima si aggira attorno a 26 bar,ovviamente oltre che per scopi cogenerativi queste unità possono anche essere utilizzati in altri campi come l'alimentare e il farmaceutico apportando opportune modifiche costruttive e nella scelta dei materiali;un esemplare di questa serie è rappresentato nella seguente fig.21.



fig.21 – Scambiatore della serie T PLATE P della TEMPCO s.r.l.

#### 4.4 Dimensionamento di massima di uno scambiatore di calore (metodo LMTD)

In questa sezione verrà illustrato molto sommariamente il procedimento che porta al dimensionamento di uno scambiatore di calore senza la pretesa di entrare nel dettaglio di tale argomentazione; per una trattazione più completa e rigorosa si rimanda a testi specializzati.

Gli scambiatori di calore usati in pratica vengono scelti tra quelli in commercio in modo tale da ottenere determinati salti termici una volta note le portate dei fluidi che li attraversano attraverso il metodo della *differenza media logaritmica (LMTD)*.

Poichè gli scambiatori rimangono in funzionamento, senza cambiare le loro condizioni, per lunghi periodi di tempo essi si possono considerare in regime stazionario, infatti le portate dei fluidi sono costanti, come costanti sono le loro velocità e le loro temperature all'ingresso e all'uscita dell'apparecchiatura.

Inoltre le correnti fluide non subiscono variazioni apprezzabili della loro velocità media o della quota, rendendo così trascurabili anche le variazioni di energia cinetica di energia potenziale.

I calori specifici dei fluidi in genere variano con la temperatura, ma nonostante ciò essi possono essere considerati costanti (con una piccola perdita di precisione) e pari ad un valore medio calcolato alla temperatura media dei fluidi.

Infine la conduzione di calore in senso assiale lungo un tubo può essere trascurata e la superficie esterna può essere considerata perfettamente isolata in modo che non si debbano considerare le perdite di calore verso l'esterno e che lo scambio termico avvenga esclusivamente tra i due fluidi che attraversano lo scambiatore di calore

Le idealizzazioni appena descritte sono molto vicine alle condizioni reali di funzionamento dello scambiatore e hanno il pregio di rendere semplice il dimensionamento senza avere una grossa perdita di precisione.

Con queste ipotesi la potenza termica ceduta dal fluido caldo deve eguagliare quella assorbita dal fluido freddo.

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot (T_{f,u} - T_{f,e}) \quad (\text{W})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,u} - T_{c,e}) \quad (\text{W})$$

Dove i pedici *f* e *c* stanno rispettivamente per fluido *freddo* e fluido *caldo* e :

$\dot{m}_f, \dot{m}_c$  sono le portate in massa (Kg/s)

$c_{p,f}, c_{p,c}$  sono i calori specifici a pressione costante dei due fluidi (J/Kg K)

$T_{f,u}, T_{c,u}$  sono le temperature di uscita dei due fluidi (K)

$T_{f,e}, T_{c,e}$  sono le temperature di ingresso dei due fluidi (K)

Nello studio degli scambiatori di calore è utile riferirsi alla quantità data dal prodotto tra il calore specifico e la portata in massa del fluido, detta *Capacità termica riferita all'unità di tempo*.

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (\text{W/K})$$

Essa rappresenta la potenza termica necessaria a variare la temperatura di 1 °C nel passaggio attraverso lo scambiatore.

Si noti che in uno scambiatore il fluido con maggiore capacità termica sarà soggetto a variazioni di temperatura più contenute di quella del fluido di più bassa capacità termica.

La potenza di uno scambiatore può inoltre essere espressa dalla seguente relazione:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{m,l} \quad (\text{W})$$

Dove  $U$  W/m<sup>2</sup> K) è il *coefficiente globale di scambio termico*,  $A$  (m<sup>2</sup>) è l'area della superficie di

scambio termico e  $\Delta T_{m,l}$  (K) è definita *differenza di temperatura media logaritmica* ed è una particolare differenza di temperatura appropriata alle condizioni prese in considerazione. Nella seguente fig.22 (a e b) sono invece riportati gli andamenti della temperatura lungo lo scambiatore per configurazioni a controcorrente e ad equicorrente.

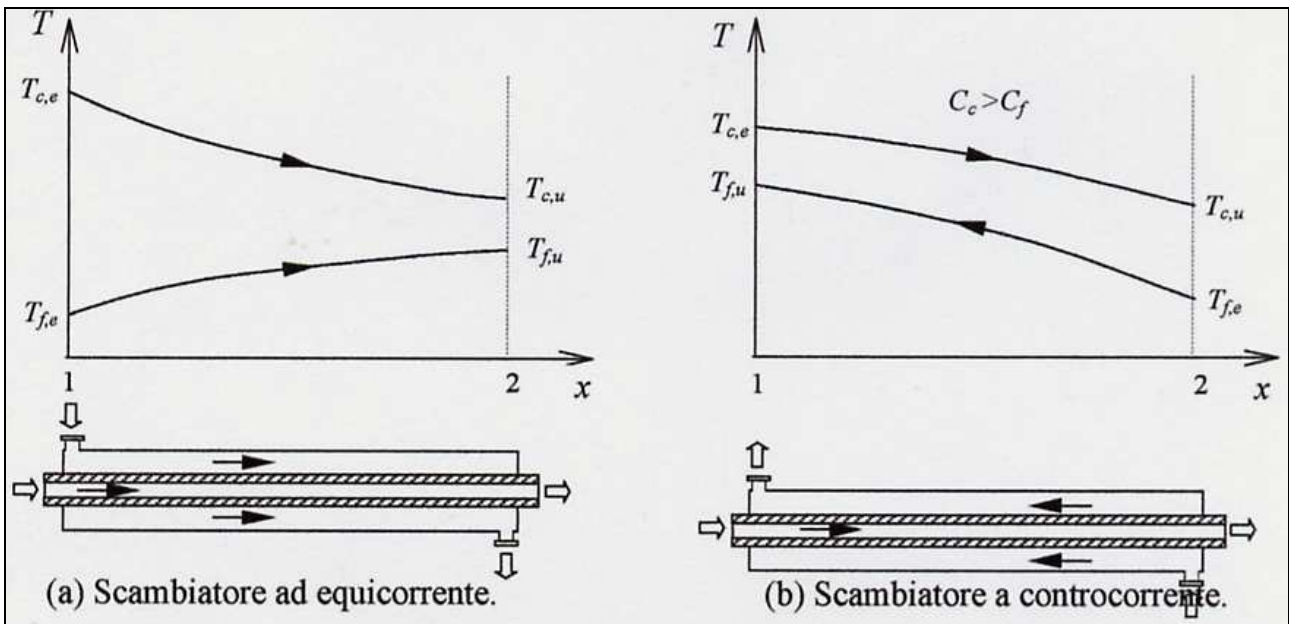


fig.22 - Andamento delle temperature negli scambiatori

**4.4.1 Il coefficiente globale di scambio termico**

Poichè uno scambiatore in generale realizza la trasmissione di una quantità di calore tra ue fluidi separati da una parete,il calore viene prima trasferito dal fluido caldo alla parete per convezione e poi dalla parete al fluido freddo nuovamente per convezione; dell’irraggiamento di solito si tiene conto nella valutazione dei coefficienti di scambio termico convettivo lato caldo e lato freddo.

In questo fenomeno di scambio termico la resistenza termica complessiva comprende due resistenze di convezione ed una di conduzione,attribuendo pedici “i” ed “e” alle superfici interna ed esterna la resistenza termica della parete per uno scambiatore a doppio tubo vale:

$$R_{parete} = \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi\lambda L} \text{ (K/W)}$$

dove  $\lambda$  (W/m K) è la conducibilità termica del materiale con il quale è costituito il tubo di lunghezza  $L$  ;la resistenza termica total dello scambiatore sarà quindi:

$$R_{tot} = \frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{parete} + \frac{1}{h_e A_e} + f_{spor} \text{ (K/W)}$$

Dove  $A_e$  e  $A_i$  sono le superfici interna e esterna del tubo bagnate rispettivamente dal fluido interno e dal fluido esterno ed  $f_{spor}$  è un fattore che tiene conto dello sporcamento delle superfici di scambio. I coefficienti di scambio termici convettivi  $h_i$  ed  $h_e$  (W/m<sup>2</sup> K) sono funzione delle proprietà dei fluidi (viscosità  $\mu$  e densità  $\rho$ ) e del loro regime di moto ( $Re$  , $Nu$ ), il procedimento per la loro determinazione esula dagli scopi di questo lavoro e quindi si rimanda a testi specializzati per informazioni più dettagliate.



Nel caso di tubi di piccolo spessore realizzati con materiali ad alta conducibilità termica, come avviene nella maggior parte dei casi, la resistenza termica della parete è trascurabile ed inoltre le aree esterne ed interne del tubo coincidono, quindi in definitiva si ha:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$$

Quando i due fluidi che devono scambiare calore sono ad esempio un liquido ed un gas allora uno dei due coefficienti convettivi (quello del gas) è molto più piccolo dell'altro, questo limita molto lo scambio termico.

Per ovviare a questo problema molti costruttori realizzano superfici alettate sul lato gas in modo da migliorare il valore del prodotto  $UA$  e quindi lo scambio termico complessivo.

Nella seguente tab.4 sono riportati dei valori tipici dei coefficienti di scambio termico globale per alcune delle più comuni applicazioni degli scambiatori di calore:

<b>TIPOLOGIA DI SCAMBIATORE</b>	<b>U (w/m<sup>2</sup>K)</b>
Acqua-acqua	850-1700
Acqua-olio	100-350
Acqua-aria	30-60
Vapore d'acqua-acqua	30-300
Gas-gas	30-60
Vapor d'acqua-olio combustibile	50-200

tab.4 – Valori tipici del coefficiente di scambio termico globale negli scambiatori di calore

### 4.4.2 La differenza di temperatura media logaritmica

Poiché la differenza di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo varia lungo lo scambiatore di calore per calcolare la potenza termica trasmessa bisogna introdurre la *differenza di temperatura media logaritmica*.

Per poter calcolare questo valore si deve considerare uno scambiatore a doppio tubo in equicorrente come quello mostrato nella fig.23.

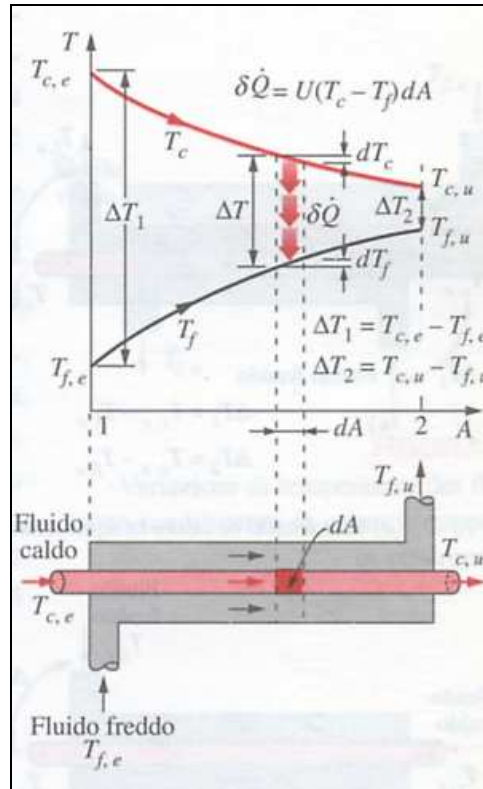


fig.23 – Variazioni di temperatura dei fluidi in uno scambiatore in equicorrente

Si noti come la differenza di temperatura tra i due fluidi, grande all'ingresso, vada diminuendo lungo lo scambiatore con legge esponenziale senza che la temperatura del fluido freddo però raggiunga mai quella del fluido caldo per qualsiasi lunghezza dello scambiatore.

Saltando completamente i passaggi matematici necessari, si definisce il valore :

$$\Delta T_{m,l} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

detta appunto *differenza di temperatura media logaritmica*, la più usata differenza media di temperatura nello studio degli scambiatori di calore.

I valori  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  rappresentano le differenze di temperatura tra i due fluidi ai due estremi dell'apparecchiatura.

Poiché la differenza di temperatura tra i due fluidi diminuisce dall'ingresso all'uscita sembrerebbe più ovvio usare la media di tale differenza ossia:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2}$$

La differenza di temperatura media logaritmica,ottenuta tracciando il reale andamento delle temperature dei fluidi rappresenta,però,l'esatta differenza media di temperatura tra il fluido caldo e il fluido freddo;si noti inoltre che essendo  $\Delta T_{ml}$  sempre inferiore a  $\Delta T_m$ , usando quest'ultimo si sovrastimerebbe la potenza termica trasmessa.

La variazione delle temperature dei fluidi in controcorrente è invece mostrato nella seguente fig.24:

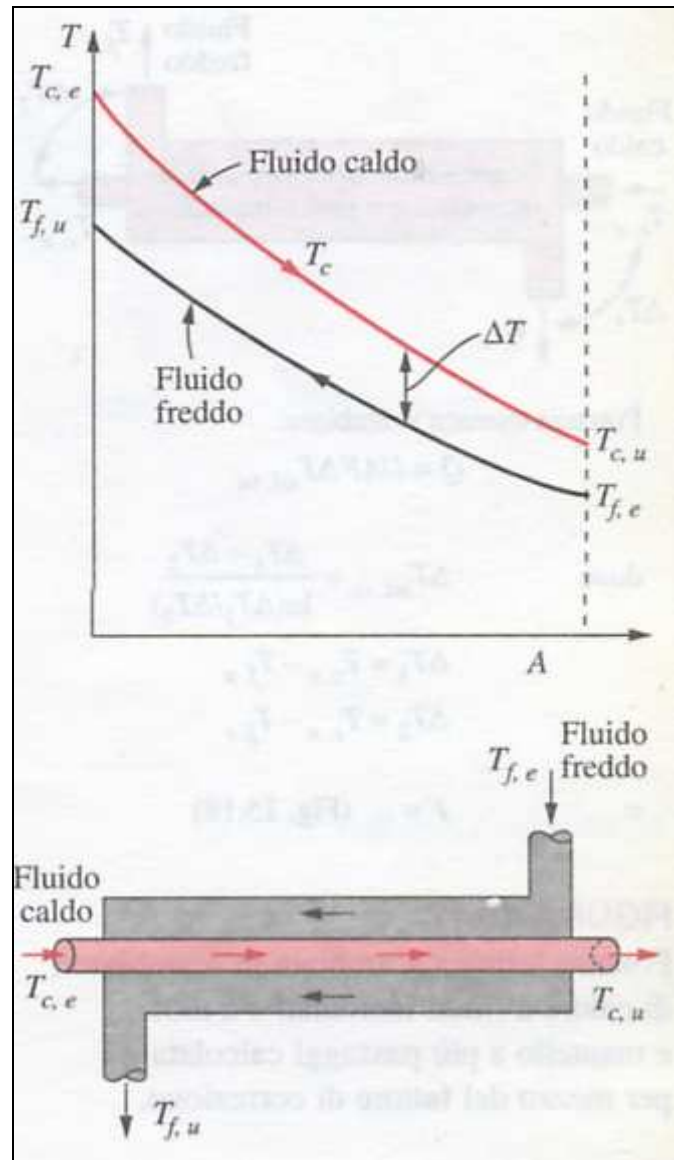


fig.24 – Variazione di temperatura dei fluidi in uno scambiatore in controcorrente

Si noti che il fluido caldo e freddo entrano nello scambiatore dalle estremità opposte e che il fluido freddo può uscire ad una temperatura superiore di quella del fluido caldo all'uscita, senza però poter raggiunger mai la temperatura del fluido caldo all'entrata.

Fissate le temperature di ingresso e di uscita la differenza di temperatura media logaritmica di uno scambiatore in controcorrente è sempre superiore a quella in uno scambiatore in equicorrente, lo scambiatore in controcorrente quindi (parità di potenza termica) richiede una superficie di scambio minore (comportando un minor costo).

Per applicare quanto visto fino ad ora, per uno scambiatore a doppio tubo, anche ad apparecchiature a più assaggi nei tubi e nel mantello è necessario introdurre un fattore di correzione  $F$  (al  $\Delta T_{ml}$ ) la

cui trattazione esula dagli scopi di questo lavoro volendo esso presentare solo li aspetti peculiari del dimensionamento degli scambiatori di calore.

#### 4.4.3 Efficienza di uno scambiatore di calore

Si definisce Efficienza di uno scambiatore di calore il rapporto tra l'energia termica scambiata e la massima energia termica scambiabile da un dato scambiatore:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{potenza - termica - scambiata - realmente}}{\text{Massima - potenza - termica - scambiabile}}$$

La potenza termica realmente scambiata in uno scambiatore può essere determinata con il metodo precedentemente discusso, mentre la massima potenza scambiabile è quella che si ha con la massima differenza di temperatura (cioè la differenza di temperatura tra i fluidi all'ingresso) che è:

$$\Delta T_{\max} = T_{c,e} - T_{f,e}$$

Infatti, lo scambio termico sarà massimo se:

- Il fluido freddo viene riscaldato fino alla temperatura di ingresso del fluido caldo.
- Il fluido caldo viene raffreddato fino alla temperatura di ingresso del fluido freddo.

Queste due condizioni limite non si possono verificare contemporaneamente, a meno che le capacità termiche riferite all'unità di tempo dei due fluidi non siano uguali.

Se ciò non avviene, come nella maggior parte dei casi il fluido con la capacità termica inferiore subirà variazione di temperatura più alta, ovvero la differenza massima di temperatura  $\Delta T_{\max}$ .

La massima potenza termica scambiata in uno scambiatore quindi è

$$\dot{Q} = C_{\min} \cdot (T_{c,e} - T_{f,e})$$

dove  $C_{\min}$  è il più piccolo tra i due prodotti  $m_f c_p$  dei due fluidi che percorrono lo scambiatore.

Nella fig.25 sono mostrati alcuni andamenti dell'efficienza termica per scambiatori serie EM e ST della FLOVEX s.p.a..

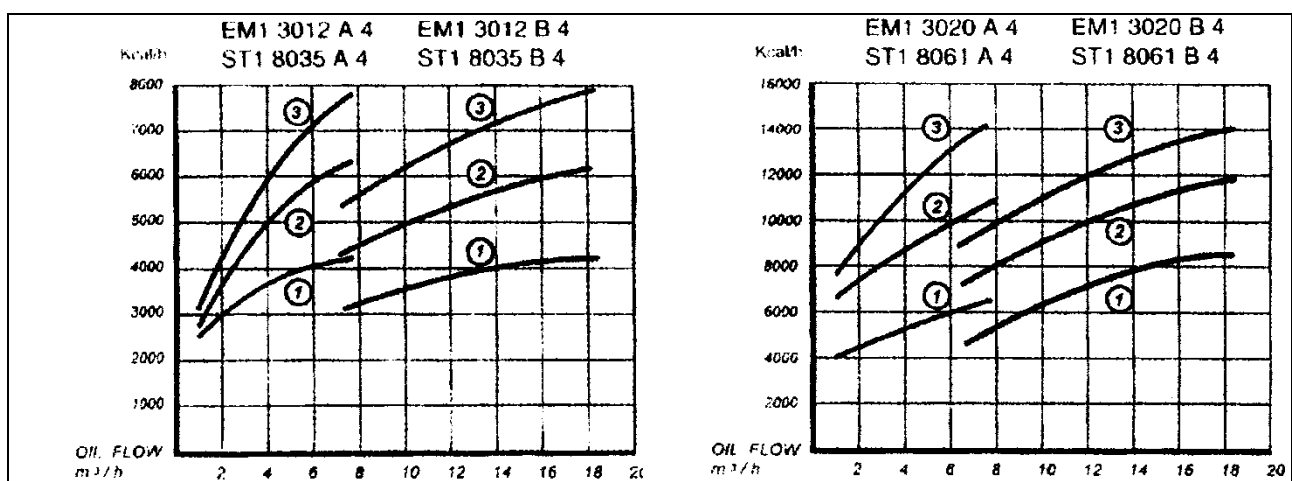


fig.25 – efficienza di alcuni scambiatori serie EM e ST della FLOVEX s.p.a.

