

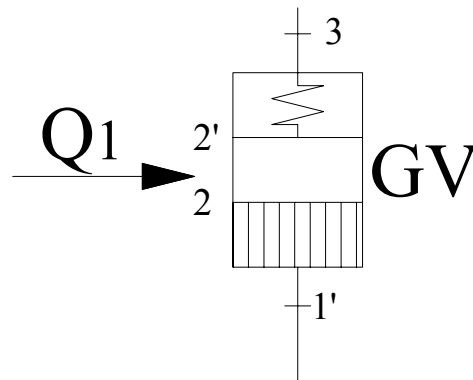
## Generatori di vapore.

Il generatore di vapore (o caldaia) è il componente di un impianto a vapore preposto alla produzione di vapore ad elevata entalpia, a spese dell'energia termica fornita dalla combustione. E' un organo statico in cui, da un lato vengono inseriti combustibile e comburente in forma continua ed escono, dopo un percorso detto *giro*, i prodotti della combustione; mentre da un altro lato entra acqua ed esce vapore (o acqua ad alta temperatura).

I *G.V.* vengono impiegati non solo nella produzione di energia elettrica, ma anche per la propulsione navale, per la produzione della carta e molto altro.

Negli impianti termoelettrici lungo il percorso dell'acqua, oltre ai *G.V.*, si trovano:

- *economizzatore*: in esso l'acqua proveniente dalla pompa di alimento si riscalda fino ad una  $T$  prossima a quella di evaporazione (fase  $1'-2$ );
- *vaporizzatore*: in cui avviene il passaggio di stato liquido saturo - vapore saturo secco (fase  $2-2'$ );
- *surriscaldatore*: in esso il vapore perde ogni traccia di umidità, surriscaldandosi fino alla massima temperatura del ciclo  $T_3$  (fase  $2'-3$ ).

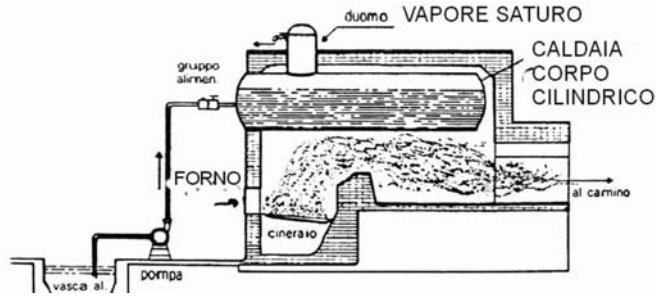


Un parametro importante che caratterizza il *G.V.* è la **potenzialità**  $m_v$  del *G.V.* che è la quantità di vapore prodotta espressa in kg/h o in t/h.

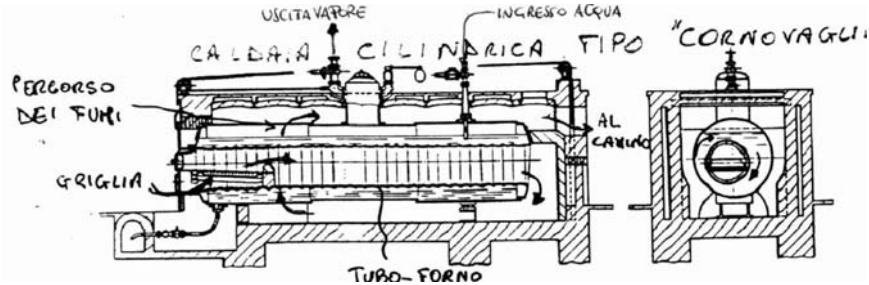
Cominciamo a vedere una classificazione dei *G.V.* in base alle caratteristiche costruttive:

### Caldaie a Grande Corpo

Le caldaie più semplici e di origine più antica sono quelle **cilindriche** che presentano un corpo cilindrico in cui è contenuto un grande volume di acqua riscaldato dai fumi provenienti dal forno disposto inferiormente, presentano bassa potenzialità e alimentazione intermittente in base al controllo visivo del livello dell'acqua.



Una variante di questo tipo di *G.V.* era la **caldaia tipo Cornovaglia** in cui il focolare è disposto all'interno del corpo cilindrico in modo eccentrico per determinare una differente intensità di evaporazione in modo da creare un moto convettivo intorno al tubo forno che favorisca la trasmissione del calore. I gas prodotti dalla combustione compiono un percorso tortuoso per aumentare il periodo di contatto con le pareti del corpo cilindrico, a tutto vantaggio dello scambio termico. I vantaggi rispetto alla precedente versione sono: maggiore superficie di scambio e, quindi, maggiore potenzialità.



La pressione di esercizio è di 12 - 15 bar , la superficie di scambio è i 40 - 50 mq, potenzialità 1.4 - 1.5 t/h.

### Caldaie a Tubi Di Fumo

Per avere un aumento della sup. di scambio termico utilizziamo questo tipo di caldaie le quali rispetto alle precedenti non hanno un unico tubo forno, ma più tubi attraversati internamente dai gas combusti.

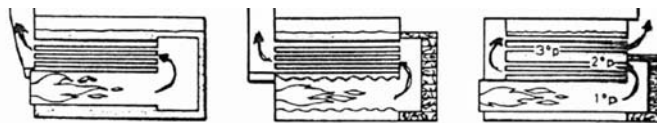


Fig. 6.1.3. — Schemi di caldaie a tubi di fumo.

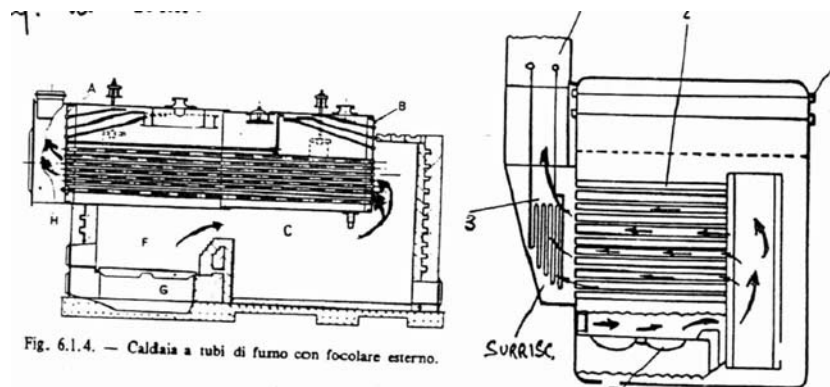
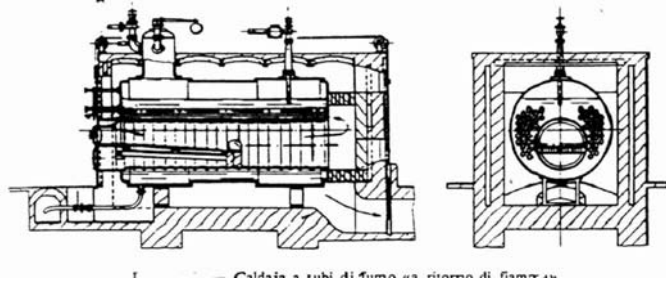


Fig. 6.1.4. — Caldaia a tubi di fumo con focolare esterno.

Ritroviamo due versioni : *a ritorno di fiamma* e *a fiamma diretta*.

### ■ Caldaia a ritorno di fiamma;

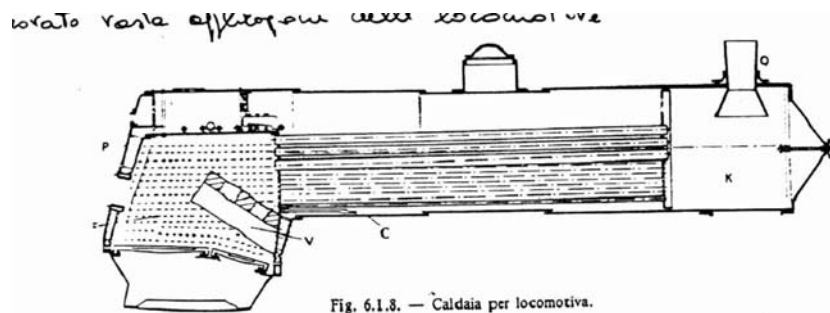
i gas dopo il passaggio nel focolare, tornano indietro attraverso una serie di tubi disposti al di sopra del forno. Ci sono vari esempi di c. a ritorno di fiamma, ognuna di esse ha la peculiarità di rispondere a grandi variazioni di portata di vapore richiesta, grazie al grande volume di acqua che funge da volano termico.



Le caratteristiche di questi GV sono: superfici di scambio fino a 300 mq - potenzialità di 10 - 20 t/h.

### ■ Caldaia a fiamma diretta

a differenza delle precedenti, i tubi costituiscono una prosecuzione del focolare, inoltre il corpo cilindrico ha un diametro più piccolo che consente maggiori sup. di scambio termico. Ha trovato applicazione nelle locomotive a vapore per la trazione ferroviaria.



I pregi delle caldaie a fiamma diretta sono : l'economicità, la facilità di gestione e la capacità di regolazione, tuttavia esse sono utilizzabili soltanto per basse pressioni e per potenzialità non maggiori di 7 - 8 t/h.

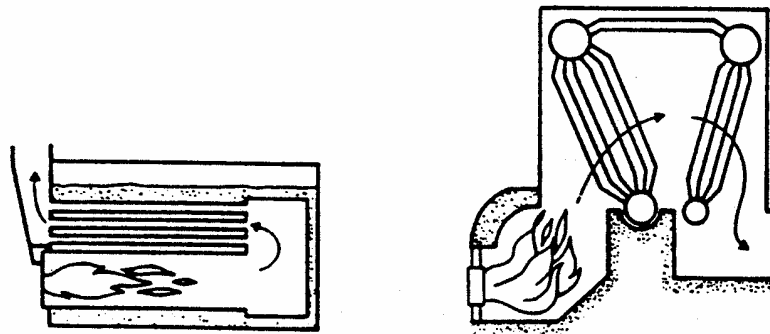
Le caldaie a tubi di fumo presentano un limite per quanto concerne la pressione di esercizio, la quale, se aumenta, fa sì che il corpo cilindrico presenti uno spessore crescente, esso viene calcolato tramite la **Formula di Mariotte**:  $S = \frac{pd}{2\sigma_{am}}$ , dove  $p$  è la pressione di esercizio;  $d$  è il diametro;  $\sigma_{am}$  è la massima tensione sopportabile dal materiale.

La superficie di scambio termico è limitata dalle dimensioni del corpo cilindrico e questo limita la potenzialità, inoltre il grande volume di acqua comporta una scarsa flessibilità a causa delle partenze lente.

### Caldaie a Tubi D'acqua

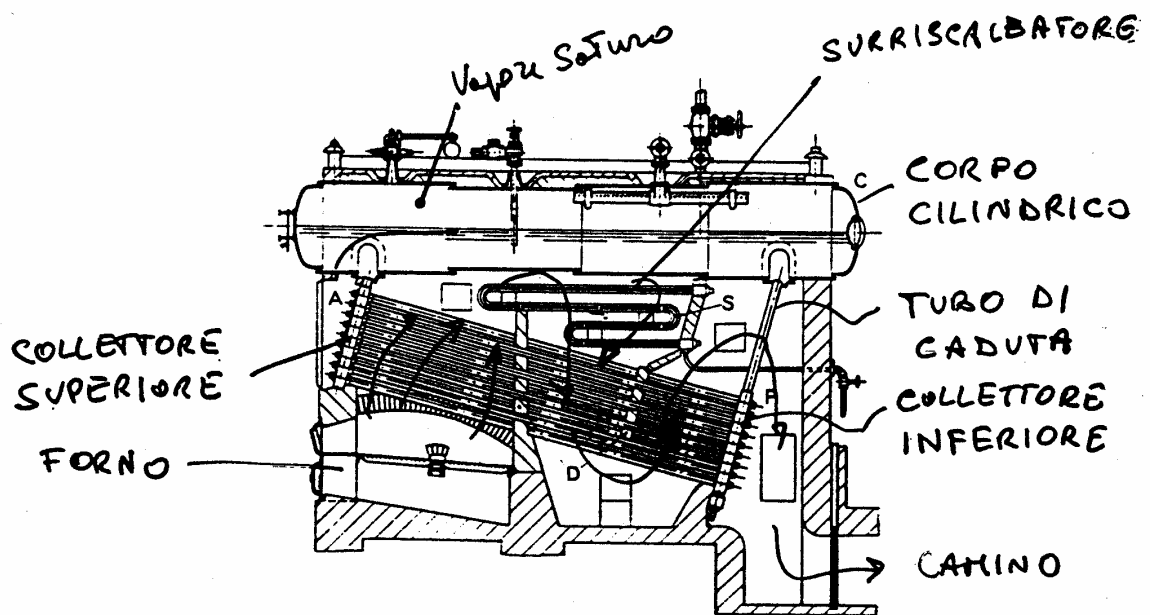
Sono costituite da un involucro in cui sono disposti grossi fasci tubieri, lambiti esternamente dai gas caldi, mentre il liquido si trova all' interno dei tubi.

L' elevato numero di tubi di piccolo diametro, tutti collegati ad un collettore cilindrico, consente di aumentare di molto la superficie di scambio e quindi la potenzialità.



Confronto tra le tipologie di caldaia a tubi di fumo e a tubi d'acqua.

Un I° esempio di caldaia a tubi d' acqua è la caldaia Babcock & Wilcox



Caldaia a tubi d'acqua tipo Babcock & Wilcox (Tosi).

Il forno, con pareti non schermate, contiene i fasci tubieri disposti in maniera leggermente inclinata (**sub-orizzontale**) . L'acqua proveniente dalla pompa di alimento discende dal tubo di caduta nel collettore inferiore, qui incontra il liquido non ancora vaporizzato ed entrambi riempiono i tubi, questi vengono sottoposti alla irradiazione diretta della fiamma in corrispondenza del collettore superiore, ivi si ha una parziale evaporazione del vapore, e il miscuglio acqua - vapore risale, per differenza di densità, verso il corpo cilindrico . Qui avviene la separazione dell' acqua e del vapore che viene inviato all' utilizzazione. In tal modo si instaura un moto continuo e spontaneo detto *circolazione naturale*.

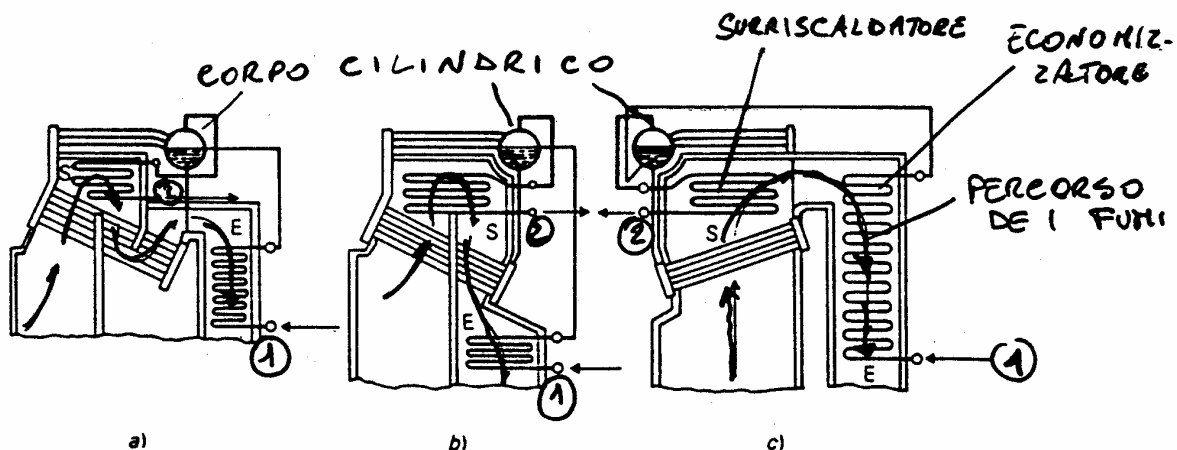


Fig. 6.1.13. — Schemi possibili di disposizione sub-orizzontale dei tubi bollitori nelle caldaie a tubi d'acqua.

I tubi bollitori possono essere disposti anche in maniera **sub - verticale**, dal tipo di disposizione dipende l'entità del moto di circolazione

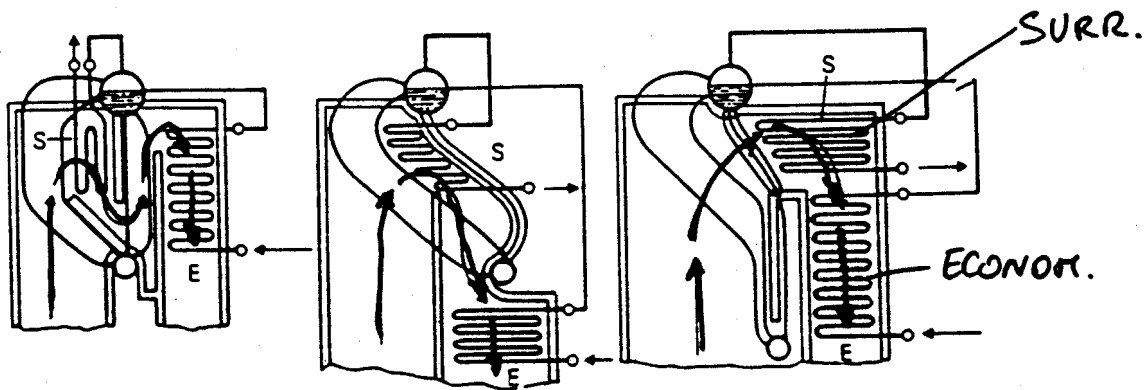
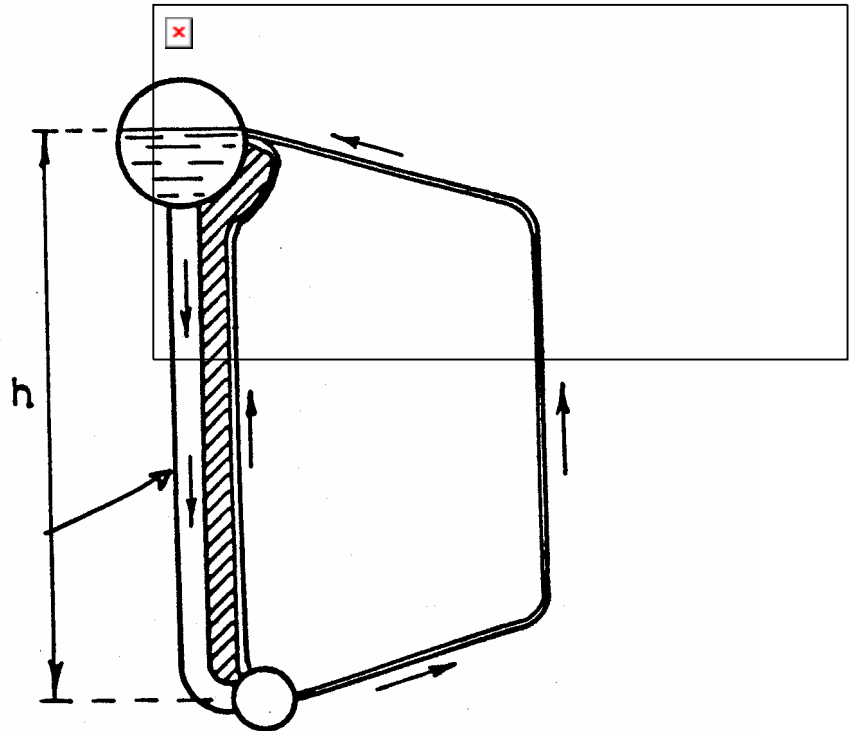


Fig. 6.1.15. — Schemi possibili di disposizione sub-verticale dei tubi bollitori nelle caldaie a tubi d'acqua.

L' entalpia del vapore surriscaldato vale:  $H = h_l + r + c_{pm}(T - T_s)$ , dove  $h_l$  è l'entalpia del liquido saturo,  $r$  è il calore di evaporazione,  $c_{pm}(T - T_s)$  è la quantità di calore ricevuta nel surriscaldatore.

Per avere una efficiente circolazione naturale, nei grandi G.V. camera di combustione si sviluppa verticalmente e internamente viene completamente tappezzata dai tubi vaporizzatori soggetti alla irradiazione della fiamma. La fase di discesa si realizza in pochi e grossi tubi di caduta disposti esternamente e isolati dal flusso termico.



**Fig. V.5 — Schema di circolazione naturale.**

La differenza di pressione che genera il moto spontaneo è:  $\Delta p = g \cdot h \cdot \Delta \rho$ , quindi se aumenta l'altezza  $h$ , ho una circolazione migliore ed è per questo che è molto diffusa la pratica dei G.V. verticali di grossa altezza.

Al crescere della  $p$  di esercizio la differenza di densità  $\Delta \rho$  tra liquido e vapore diminuisce fino ad annullarsi nel punto critico  $C$ , dove i due stati coesistono. Ed è per tale motivo che  $h$  cresce al crescere di  $p$ , per realizzare la necessaria  $\Delta p$ .

Al di sopra dei 40 ÷ 70 bar le caldaie a tubi d'acqua sub - orizzontali non vengono utilizzate, si passa a quelle con tubi disposti sub - verticalmente o verticalmente.

Si noti che una circolazione efficiente permette una riduzione del diametro dei tubi il che comporta una maggiore superficie di scambio  $\Rightarrow$  maggiore potenzialità .

Facciamo a questo punto il confronto fra le due disposizioni:

#### Tubi sub - orizzontali

Potenzialità : 70 - 80 t/h

Sup. di scambio : 2000 mq

#### Tubi sub - verticali

Potenzialità : 200 - 600 T/h

Sup. di scambio : 4000 - 6000 mq

Altro vantaggio della disposizione sub- verticale dei tubi è quello di ovviare al problema del ristagno di bolle di vapore all' interno delle pareti dei tubi (il cosiddetto fenomeno di *film boiling*).

Nelle centrali termoelettriche in cui si ritrovano alti valori di pressione e di potenzialità si ricorre esclusivamente alle caldaie a tubi d'acqua a disposizione verticale.

In figura è illustrato un generatore di vapore di grossa taglia a circolazione naturale. In esso la camera di combustione è completamente tappezzata da tubi d' acqua verticali mentre i fumi lambiscono i fasci tubieri destinati al surriscaldamento e al preriscaldamento dell' aria comburente.

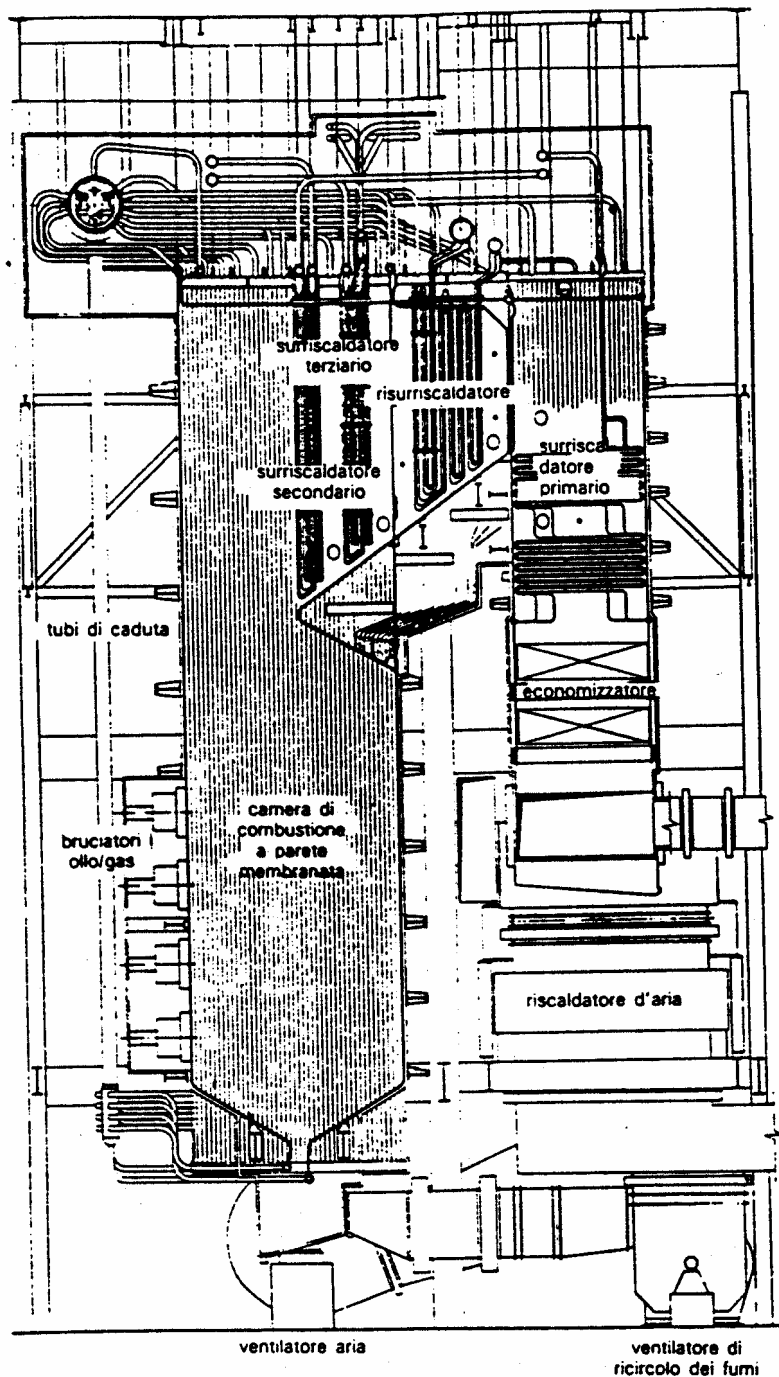


Fig. 6.1.21. — Generatore di vapore di grande taglia a circolazione naturale (Babcock & Wilcox).

Con questo tipo di *G.V.* si ha una rapida messa in funzione in quanto si dispone di un basso volume di acqua in rapporto alla potenzialità, anche se ciò crea problemi di regolazione della portata di vapore, determinando il ricorso ad apparecchiature di controllo e regolazione a rapida risposta.

Per pressioni superiori ai 150 bar , anche per alti valori di h, la differenza di densità  $\Delta\rho$  è talmente piccola che la circolazione è insufficiente, per tale motivo si realizza la **circolazione assistita** (o forzata), inserendo nel circuito una pompa (detta *di circolazione*) allo scopo di attivare artificialmente il moto del fluido. La circolazione forzata assicura una migliore uniformità del flusso, il che è un fattore molto importante per la sicurezza dell' impianto e consente altresì l'adozione di diametri minori per i tubi.

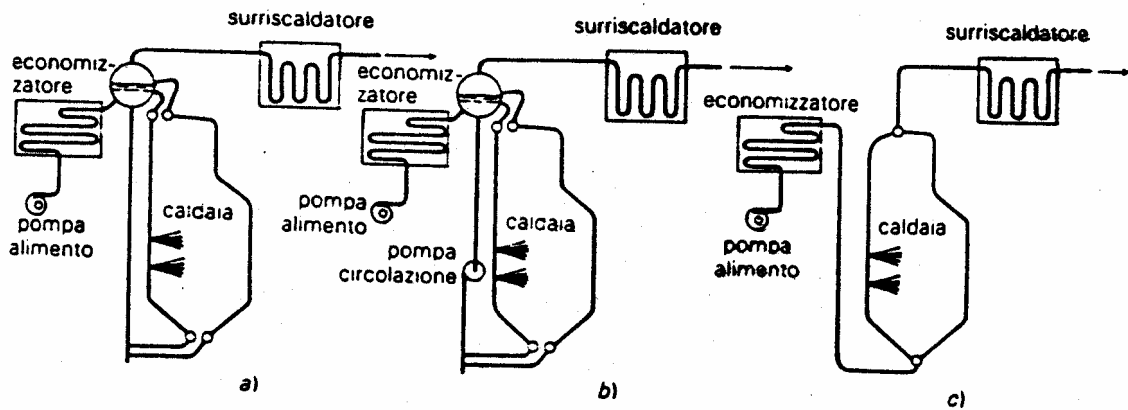
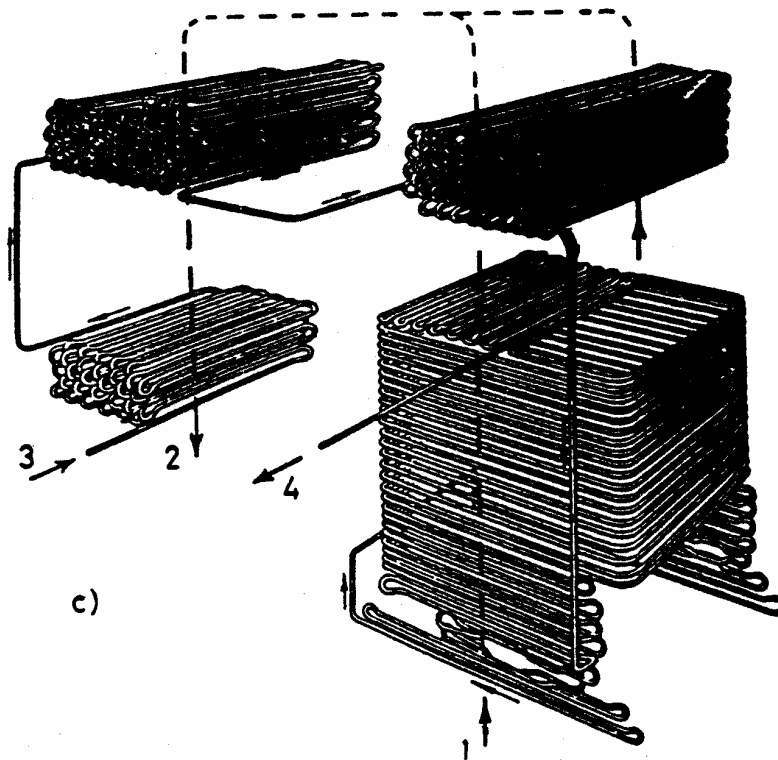


Fig. 6.1.26. — Diversi tipi di circolazione del circuito acqua-vapore: a) naturale; b) assistita o forzata; c) ad attraversamento forzato.

## CALDAIE MONOTUBOLARI





**Fig. V.7 — Schemi di caldaie ad attraversamento forzato.**  
*a) Caldaia Benson; b) Caldaia Sulzer; c) Particolare serpentine caldaia Sulzer.*  
 1. Ingresso fumi; 2. Uscita fumi; 3. Ingresso acqua; 4. Uscita vapore surriscaldato.

Per pressioni superiori ai 200 bar, anche per le caldaie a circolazione forzata sorgono dei problemi, soprattutto per la costruzione del corpo cilindrico che deve resistere a pressioni elevate e anche per la realizzazione della separazione acqua - vapore.

Si passa allora alle caldaie monotubolari ad attraversamento forzato dove non esiste pi alcuna forma di circolazione, esse sono costituite da una serie di serpentine molto lunghi, disposti in parallelo, da una parte entra il liquido e da un' altra esce direttamente il vapore surriscaldato. Le caldaie ad attraversamento forzato non presentano grosse differenze rispetto alle caldaie a circolazione forzata, se non per l' assenza del corpo cilindrico collettore e della pompa di circolazione ( o del tubo di caduta ).

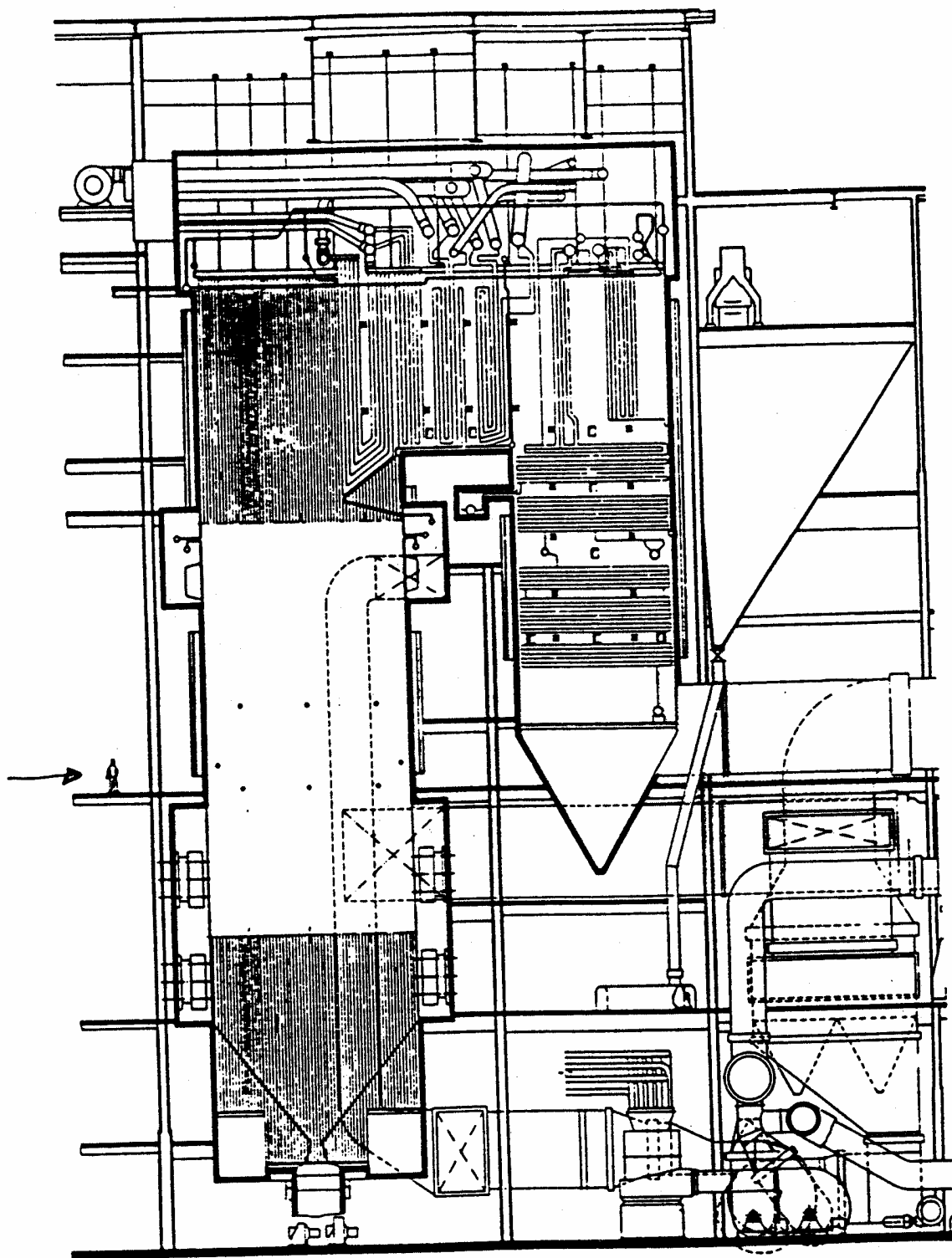


Fig. V.8 — Generatore di vapore ad attraversamento forzato da 1.860 t/h.

***Caratteristiche costruttive dei principali componenti dei generatori di vapore.***

- Il corpo cilindrico collettore ha soluzioni costruttive come quello in figura

la miscela acqua - vapore che viene dai tubi vaporizzatori attraversa i separatori centrifughi *a ciclone*, qui per mezzo di palette opportunamente profilate, a seguire una traiettoria elicoidale, così facendo l' acqua, che ha maggiore densità, viene centrifugata aderendo alle pareti interne, mentre il vapore si dirige verso l' alto ai separatori secondari, dove lascia le residue goccioline d' acqua e viene infine inviato ai surriscaldatori.

- **I fasci tubieri vaporizzatori** tappezzano internamente la camera di combustione, possono essere *tangenti* fra loro oppure *a pannelli* saldati con l' interposizione di alette. I materiali impiegati sono gli acciai al Cromo - Molibdeno o austenitici.

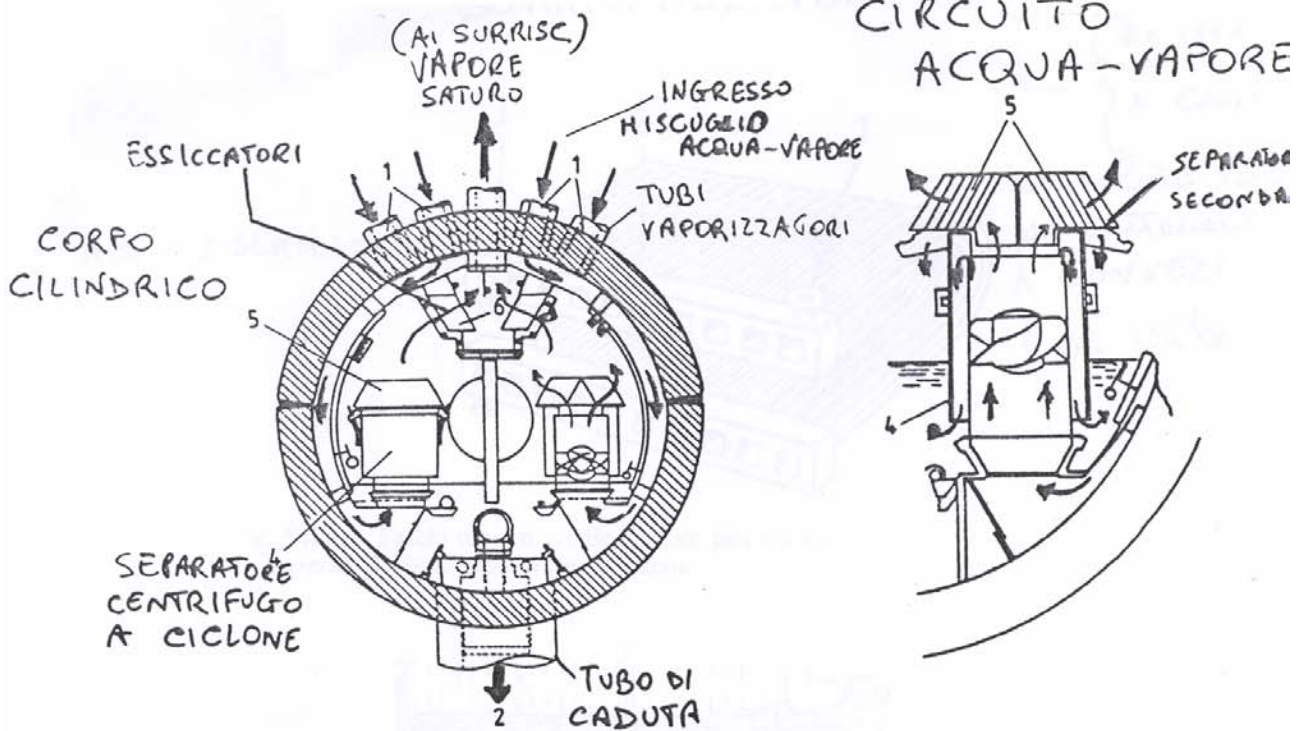


Fig. V.9 — Sezione corpo cilindrico.  
1. Tubi vaporizzatori; 2. Tubo di caduta; 3. Tubo uscita vapore; 4. Separatore a ciclone; 5. Separatori secondari; 6. Essiccatori a reti filtranti.

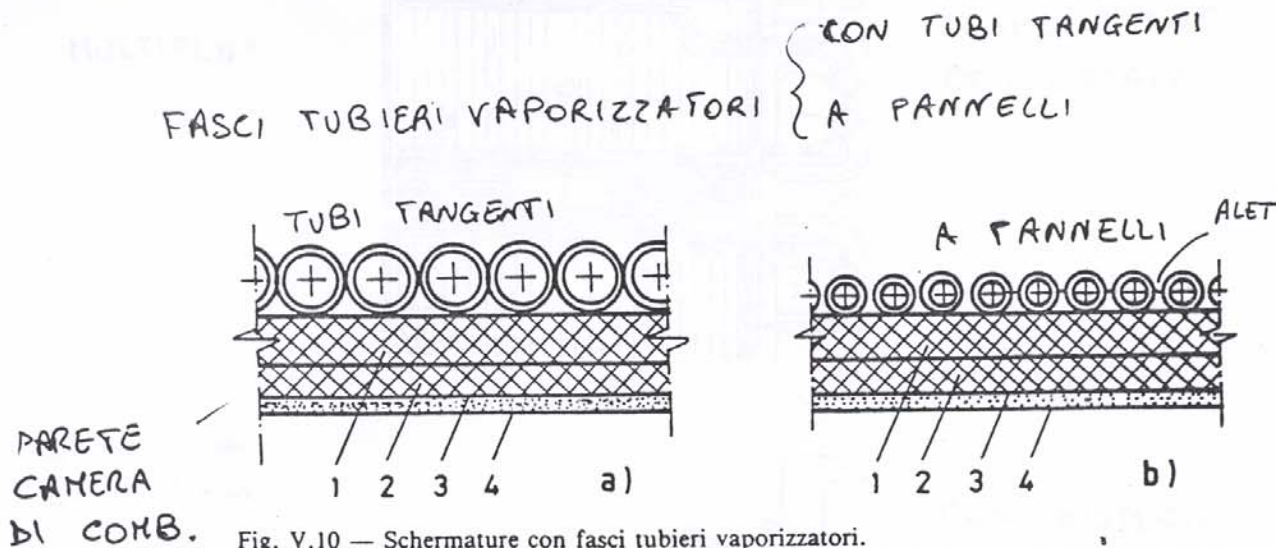


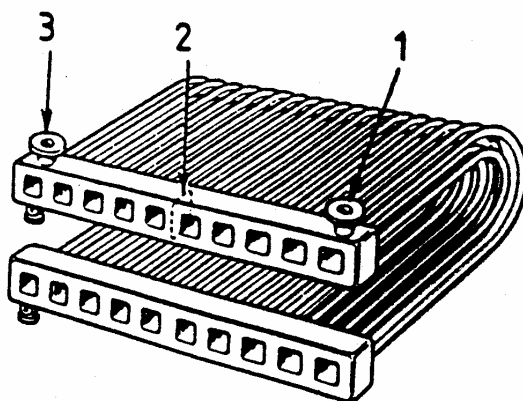
Fig. V.10 — Schermature con fasci tubieri vaporizzatori.  
a) Parete a tubi tangenti; b) Parete a pannelli. 1. Primo strato isolante; 2. Secondo strato isolante; 3. Isolante di finitura; 4. Involucro esterno.

MATERIALI : ACCIAI AL CROMO-MOLIBDENO  
O AUSTENITICI

- **I surriscaldatori** , sono formati da fasci di tubi piegati a *U semplice* o a *piegatura multipla* e sono disposti verticalmente o orizzontalmente nella caldaia. Si distinguono in *S. a irraggiamento*, quando sono sistemati in vista della fiamma, e in *S. a convezione*, quando si trovano più a valle rispetto al percorso dei fumi. Il diametro dei tubi è di circa 25 - 40 mm mentre lo spessore è di 3 - 7 mm. I materiali impiegati devono resistere alle alte temperature ( > 500 °C ) per cui si usano acciai speciali al Cromo - Molibdeno o al Cromo - Nichel - Molibdeno.

# SURRISCALDATORI

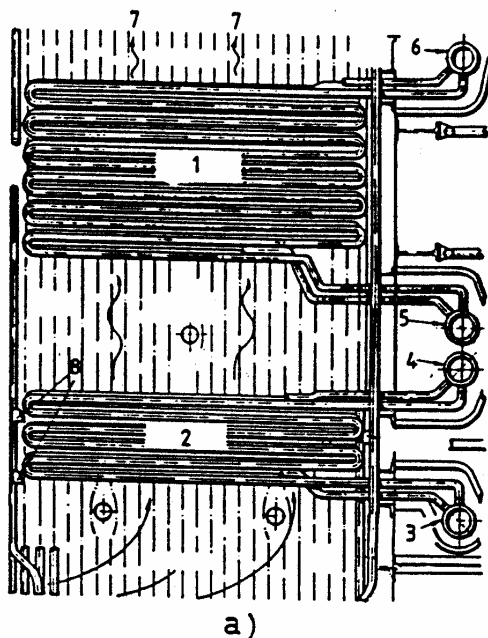
AD "U SEMPLICE"



AD IRRAGGI  
A CONVEZIONE  
Di solito con  
prevalentemente  
A CONVEZIONE  
(he più basso)

Fig. V.11 — Fascio tubiero surriscaldatore piegato a U.  
1. Ingresso; 2. Setto separatore; 3. Uscita.

CON  
"PIEGATURA  
MULTIPLA"



CON  
DISPOSIZIONE  
ORIZZONTALE

$d \approx 25 \div 40 \text{ mm}$   
 $\delta \approx 3 \div 7 \text{ mm}$

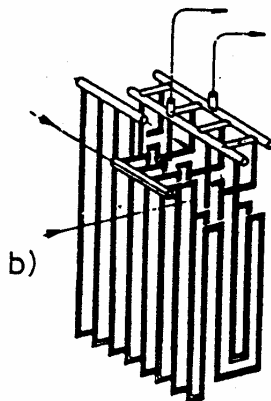
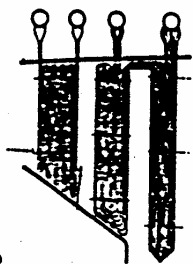
Materiali:  
ad alta T ( $> 500^\circ$ )

Si usano

ACCIAI SPECIALI

AL CROMO-MOLIBDENO

O AL CROMO-NICHEL-MOLIBDENO



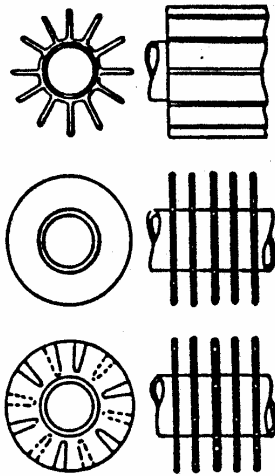
CON DISPOSIZIONE  
VERTICALE

Fig. V.12 — Fasci tubieri surriscaldatori a piegatura multipla. a) Orizzontale; b) Verticale.  
1. Surriscaldatore primario; 2. Surriscaldatore secondario; 3. Ingresso secondario; 4. Uscita primario; 5. Uscita secondario; 6. Ingresso primario; 7. Fumi all'economizzatore; 8. Supporti.

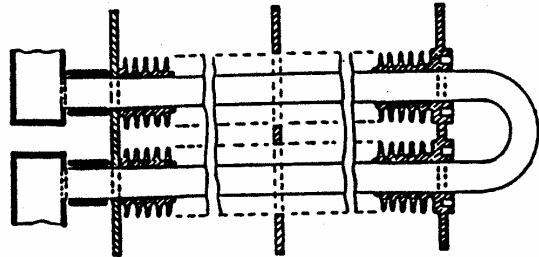
- **Gli economizzatori** sono costituiti da fasci di tubi piegati a serpentine e, per la limitata differenza di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo è necessario aumentare la sup. di scambio mediante alette. All' uscita dall' economizzatore la temperatura dell' acqua è modesta (  $20 \div 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ) per cui usiamo acciai normali.
- **Preriscaldatori d' aria**, hanno lo scopo di recuperare una parte del calore dei fumi e di facilitare il mescolamento aria - combustibile migliorando così il processo di combustione. Possono essere di tipo *recuperativo* o *rigenerativo*, nei primi ( impiegati per piccole potenze ) si ha un normale scambio termico fumi - aria attraverso una superficie tubolare

$d \approx 100 \text{ mm}$   
 $s \approx 10 \div 13 \text{ mm}$

Materiali:  
 acciai  
 normali



$\Delta T$  tra fluido caldo (gas) e  
 freddo (acqua) è limitato  
 → si usano xy. dettate



All'uscita degli economizzatori  
 $T < T_{SATUR}$  (di circa  $20 \div 30^\circ \text{C}$ )

Fig. V.13 — Particolari costruttivi degli economizzatori.

## CIRCUITO ARIA-FUMI

### PRERISCALDATORI D'ARIA

#### A) DI TIPO RECUPERATIVO (PER PICCOLE POTENZ.)

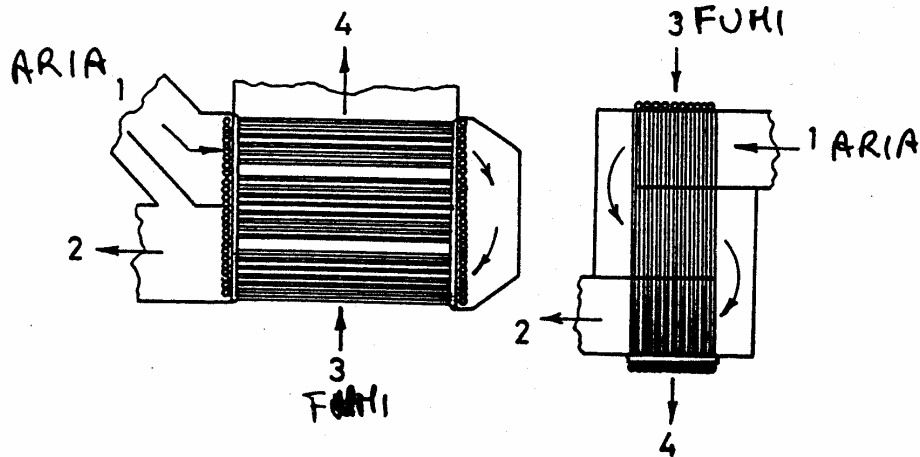


Fig. V.14 — Preriscaldatore d'aria di tipo recuperativo.  
 1. Ingresso aria; 2. Uscita aria; 3. Ingresso fumi; 4. Uscita fumi.



In quelli di tipo rigenerativo è presente un grosso tamburo cilindrico, nel quale sono inseriti pacchetti di lamierini attraversati alternativamente dai fumi e dall'aria in modo che, quando passano i fumi si accumula il calore, che viene ceduto all'aria che passa successivamente.

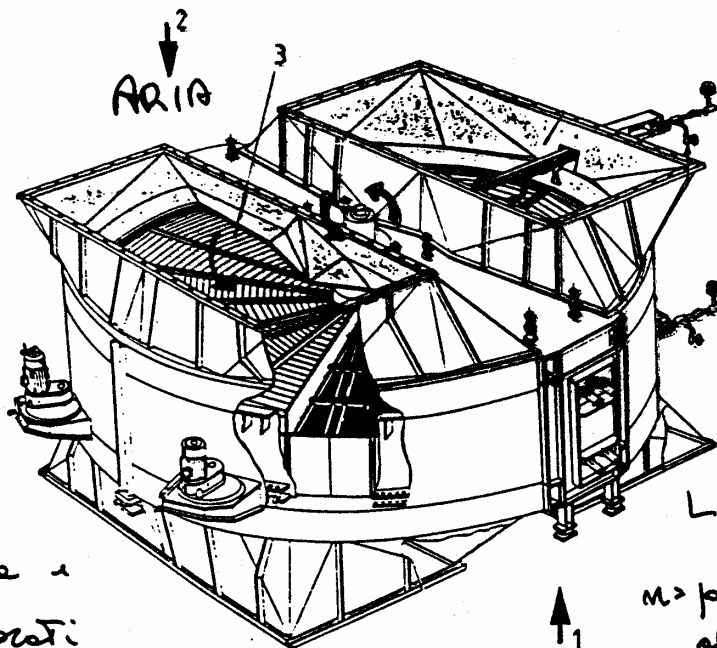
Si hanno due versioni dei preriscaldatori rigenerativi : *Ljungstrom* e *Rothenmuhle* .

Nel preriscaldatore Ljungstrom il tamburo ruota lentamente ( 2÷3 giri/min ) e i lamierini vengono investiti alternativamente dai fumi e dall'aria provenienti dai rispettivi condotti.

Nel preriscaldatore Rothenmuhle, il tamburo è fermo e l'alternanza dei flussi avviene per mezzo di maniche d'aria rotanti.

## PRERISCALDATORI D'ARIA

B) DI TIPO RIGENERATIVO



PRERISCALDA Ljungström

2 circuiti dove i fumi sono separati

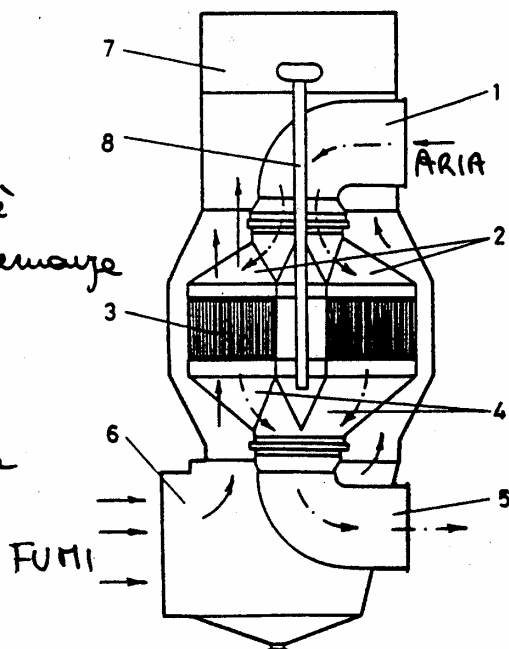
1 FUMI  
2  
M > pochi giri al minuto (2)

Fig. V.15 — Preriscaldatore d'aria rigenerativo tipo Ljungström.  
1. Ingresso fumi caldi; 2. Ingresso aria; 3. Tamburo girevole.

Uscita ARIA fuso a  $300^{\circ}\text{C}$

Uscita FUMI  $\approx 120-200^{\circ}\text{C}$  | | |

(Il tamburo è fermo; l'alternanza dei flussi è assicurata con maniche d'aria rotanti)



PRERISCALDATOR ROTHEMÜHLE

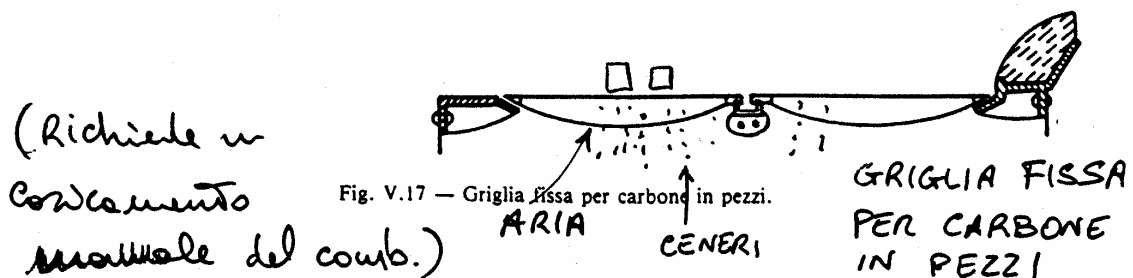
(O X MANICHE ROTANTI)

Fig. V.16 — Preriscaldatore d'aria rigenerativo tipo Rothemühle.  
1. Manica a gomito entrata aria; 2. Manica rotante superiore; 3. Pacchetti di lamierini fissi; 4. Manica rotante inferiore; 5. Manica a gomito uscita aria; 6. Canale entrata fumi; 7. Canale uscita fumi; 8. Albero.

## APPARECCHIATURE PER LA COMBUSTIONE

I sistemi e le apparecchiature per la combustione possono essere diversi e dipendono dal tipo di combustibile impiegato.

Per il carbone solido in pezzi si usa una **griglia** fissa formata da una serie di barre di ghisa disposte longitudinalmente. Il carbone viene riposto manualmente su di esse.



Negli impianti a caricamento meccanico la griglia è costituita da piccole barre fissate su una catena scorrevole che si muove molto lentamente ( $1 \div 2$  m/h) in modo che alla fine della sua corsa il carbone abbia avuto il tempo di bruciare

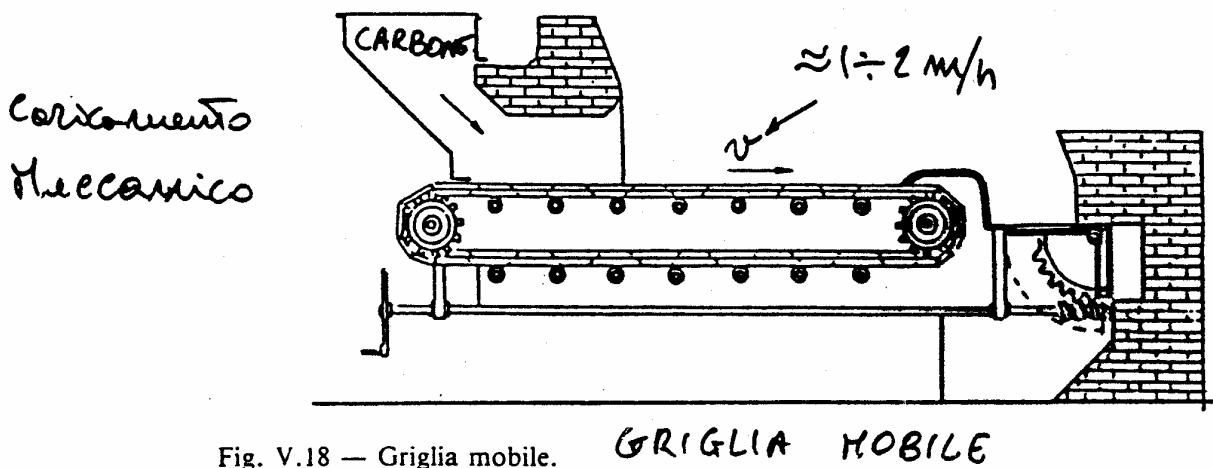


Fig. V.18 — Griglia mobile.

Oggi il carbone è usato in forma polverizzata perché consente un minore eccesso di aria (quindi minori perdite al camino) ed una più elevata temperatura di combustione. Il polverino di carbone viene inviato in un **bruciatore a turbolenza** assieme ad una quantità di aria detta *primaria*, assume poi un andamento elicoidale che porta il polverino, per effetto della centrifugazione, verso l'esterno del vortice ad incontrare l'aria secondaria.

Oggi il carbone si usa in forma polverizzata  
 (consente un minore  
 eccesso d'aria)

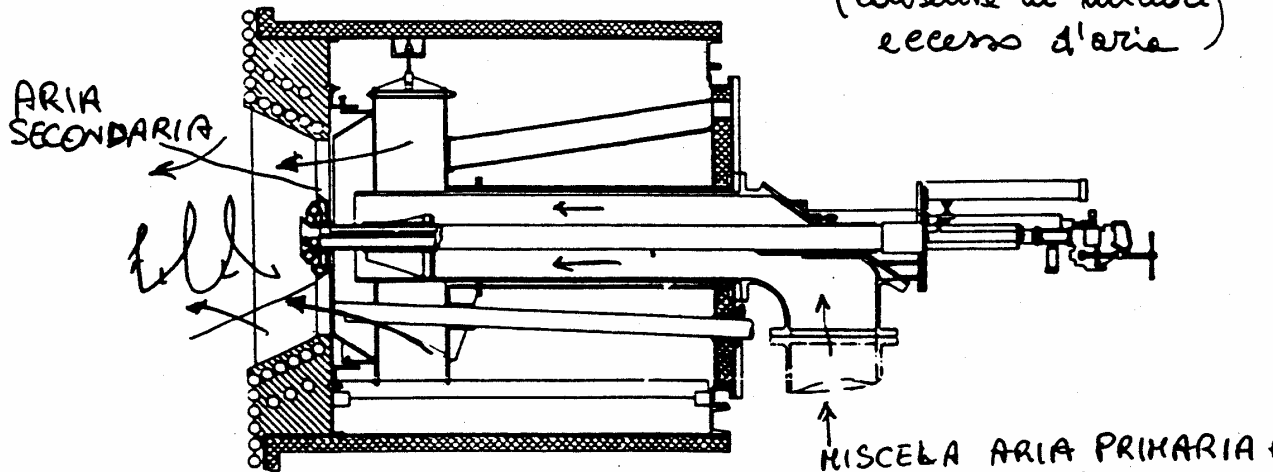
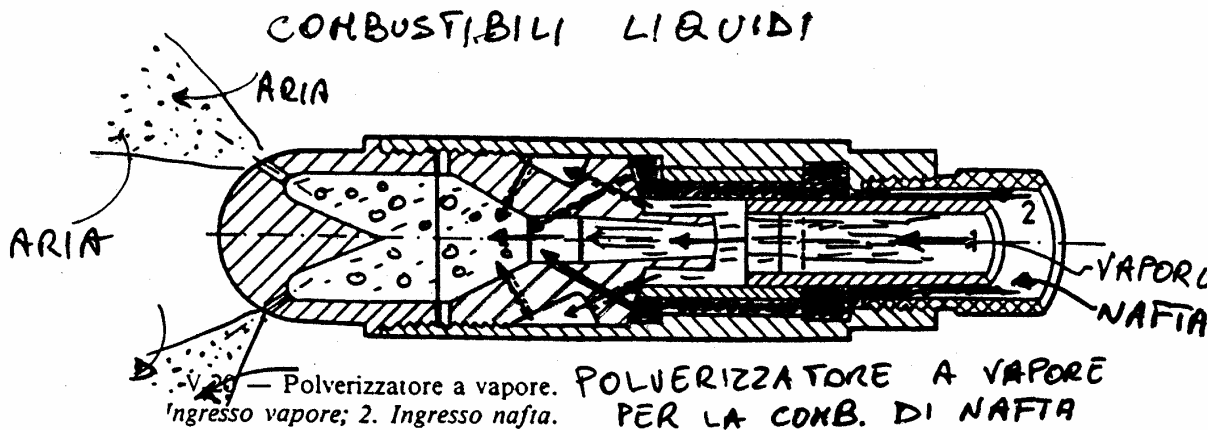
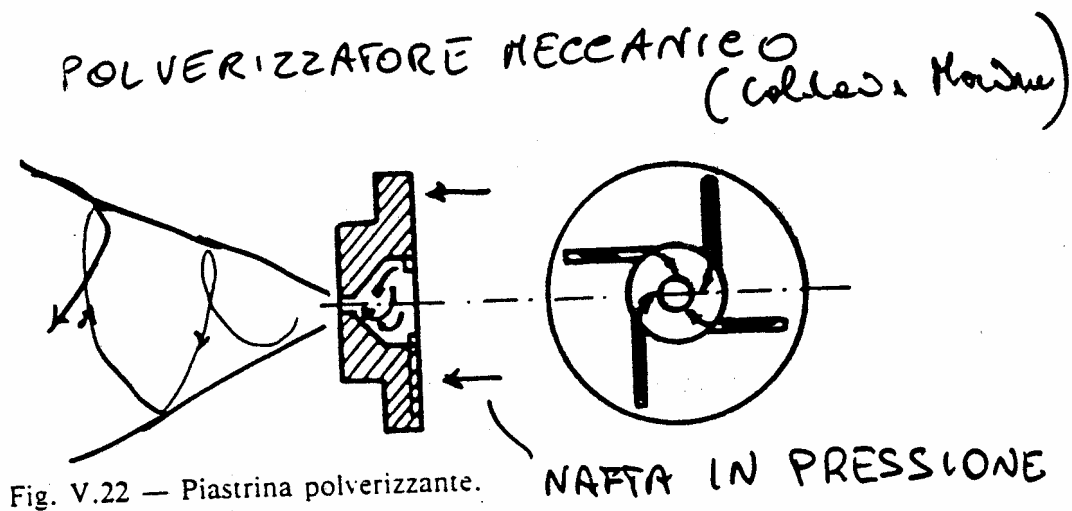


Fig. V.19 — Bruciatore circolare per carbone polverizzato. **BRUCIATORE A "TURBOLENZA"**

Con i combustibili liquidi ( oli, nafta pesanti, ecc. ) si deve realizzare l'atomizzazione del combustibile prima che entri nella camera di combustione. Per fare ciò nei grandi impianti si usano fluidi ausiliari ( come il vapore ) che, inviati ad una certa pressione nella camera, si mescolano al combustibile favorendone la polverizzazione .



La polverizzazione può essere realizzata anche con un **polverizzatore meccanico** nel quale la nafta in pressione viene polverizzata da un piastrina che conferisce al liquido una elevata turbolenza.

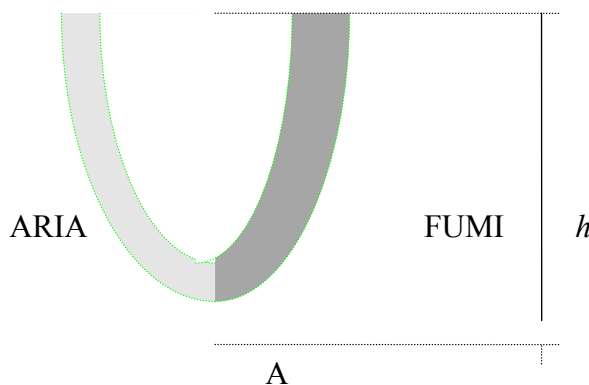


## IL TIRAGGIO

Il tiraggio è quel fenomeno che assicura un continuo ed efficace movimento dell'aria e dei fumi all'interno del GV lungo il "giro" dei fumi. Può essere *naturale* o *artificiale*.

### • Tiraggio naturale

il tiraggio avviene spontaneamente per mezzo della differenza di densità tra l'aria ambiente, più fredda, e i gas combusti presenti nella camera di combustione.



La colonna d'aria di sinistra esercita nel punto A un pressione da sinistra pari a  $P_a = \rho_a \cdot g \cdot h$  mentre la colonna dei fumi a destra di A, a densità più bassa, eserciterà una pressione da destra pari a  $P_f = \rho_f \cdot g \cdot h$

dunque il punto A è soggetto ad un differenza di pressione  $\Delta P = g \cdot h \cdot (\rho_a - \rho_f)$  questo genera il moto spontaneo del fluido nella colonna di sinistra.

Il tiraggio crescerà con  $\Delta P$ , per cui per realizzare elevate attività di combustione e quindi elevate velocità di ricambio di aria e di fuoriuscita dei fumi occorre che  $\Delta P$  cresca. Affinché questo avvenga:

- si fa crescere  $h$ , ma lo posso fare sino a un certo punto perché vi sono dei limiti tecnici (30 - 35 m per le navi e 100 m per gli impianti fissi).

- si fa diminuire  $\rho$  dei fumi accrescendo la loro temperatura, ma viene ad aumentare la perdita di energia termica al camino.

Questi limiti del tiraggio naturale ne determinano l'uso limitatamente ai piccoli impianti.

### • Tiraggio artificiale o meccanico

Viene effettuato con l'uso di ventilatori opportunamente inseriti nel percorso di aria e dei fumi. Con tale dispositivo si evitano tutti i vincoli sull'altezza del camino che resta comunque alto per motivi di impatto ambientale.

Posso avere tre tipi di tiraggio artificiale

- Forzato, quando il ventilatore è posto a monte della camera di combustione e invia l'aria nella stessa, la quale risulta in leggera sovrappressione. I vantaggi sono di realizzare una uniformità di combustione ed elevati gradi di attività, tuttavia è presente un pericolo di fuoriuscita di fiamma.
- Indotto o aspirato, il ventilatore è messo alla base del camino da cui aspira i gas immettendoli nell'atmosfera. La camera di combustione è in leggera depressione, l'attività di combustione è minore ma sono nulli i pericoli di fuoriuscita di fiamma. Tuttavia il rendimento globale di impianto peggiora a causa del maggiore lavoro di compressione.
- Misto o bilanciato, si usano i precedenti sistemi in modo combinato attraverso l'utilizzo di 2 ventilatori, uno posto a monte ed uno a valle della camera di combustione.

### **Rendimento del generatore di vapore.**

Supponiamo di avere un impianto con risurriscaldamento e rigenerazione (fig.6). Vogliamo determinare il rendimento  $\eta_{GV}$  del generatore di vapore.

Tale rendimento indica quanta della potenza  $\dot{Q}_1$  effettivamente somministrata al fluido in caldaia.

$$\eta_{GV} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_c \cdot H_i}$$

Ricordando che  $\dot{Q}_1 = \dot{m}_{VAP}(h_3 - h_{2R}) + \dot{m}'_{VAP}(h_{3'} - h_{4'})$  (dove in presenza di spillamenti risulta  $\dot{m}_{VAP} \neq \dot{m}'_{VAP}$ )

Sostituendo risulta:  $\eta_{GV} = \frac{\dot{m}_{VAP}(h_3 - h_{2R}) + \dot{m}'_{VAP}(h_{3'} - h_{4'})}{\dot{m}_c H_i}$ , ( $\dot{m}_c$  = portata massica di combustibile)

Per stimare  $\eta_{GV}$  esistono due metodi :

1) *Metodo diretto:*

calcoliamo le entalpie al numeratore e le varie portate massiche. E' un metodo scomodo: infatti, specie se si utilizzano combustibili solidi (carbone, legno, etc...) risulta estremamente difficile stimare  $\dot{m}_c$ , perché non tutto ciò che viene inviato nel forno fornisce calore (inerti).

2) *Metodo indiretto:*

( $Q_f = Q_{fornito}$   $Q_p = Q_{perso}$ )

Posso scrivere il rendimento  $\eta_{GV}$  in quest'altro modo:  $\eta_{GV} = \frac{Q_f - Q_p}{Q_f} = 1 - \frac{Q_p}{Q_f}$

Per il fatto che i gas combusti vanno al camino ancora caldi esiste una notevole quantità di calore che va perduta. Tale  $Q_p$  è facilmente stimabile. Infatti, detti

- $\dot{m}_f$  la portata dei gas combusti ( $\dot{m}_{ARIA} + \dot{m}_c$ )
- $c_{p_{mf}}$  il calore specifico medio a pressione costante dei fumi
- $T_f$  la temperatura alla quale i fumi vanno al camino (escono dal  $G.V.$ )
- $T_a$  la temperatura ambiente

posso definire il “calore sensibile” come

$$Q_p = c_{p_{mf}} (\dot{m}_f - \dot{m}_c) (T_f - T_a) \text{ e quindi}$$

$$Q_p = \dot{m}_f c_{p_{mf}} (T_f - T_a) \text{ (potenza termica persa al camino)}$$

che sostituita nella nuova espressione di  $\eta_{GV}$  fornisce: 
$$\eta_{GV} = 1 - \frac{\dot{m}_f \cdot c_{p_{mf}} (T_f - T_a)}{\dot{m}_c H_i}$$

(essendo ovviamente  $Q_f = \dot{m}_c \cdot H_i$ )

Ipotesi: supponiamo di poter trascurare rispetto al calore sensibile l’energia termica persa per irraggiamento e per incombusti.

Allora, essendo  $\dot{m}_f = \dot{m}_{ARIA} + \dot{m}_c$  avremo: 
$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} = \frac{\dot{m}_{ARIA}}{\dot{m}_c} + 1 = \alpha + 1;$$

si può allora scrivere  $\eta_{GV} = 1 - (\alpha + 1) \cdot c_{p_{mf}} (T_f - T_a) / H_i$  (avendo indicato con  $\alpha$  il rapporto  $\frac{\dot{m}_{ARIA}}{\dot{m}_c}$ )

Tale rapporto è facilmente ricavabile da un’analisi chimica dei prodotti della combustione i quali sono formati da sostanze che per ogni fissato combustibile si trovano tra loro sempre negli stessi rapporti quantitativi. Dalla composizione chimica dei fumi è possibile quindi risalire al valore di  $\alpha$  che ha prodotto quei fumi.

Diamo in proposito la seguente

DEFINIZIONE: dicesi “  $\alpha$  stechiometrico “ la massa di aria necessaria a bruciare 1 kg di combustibile.

Ad ogni combustibile si associa un particolare  $\alpha_{st}$ .

Da un esame dell’espressione di  $\eta_{GV}$  cui siamo ora pervenuti sembrerebbe che convenga usare un  $\alpha$  quanto più piccolo possibile. Ciò non è conveniente nella pratica, infatti, l’uso di  $\alpha < \alpha_{st}$  comporta la presenza di una certa quantità di incombusti da far venire meno l’ipotesi fatta sopra nella quale appunto si riteneva di poterli trascurare. Allora per esser certi di bruciare tutto il combustibile si fa in modo che risulti  $\alpha > \alpha_{st}$  (di poco), anche se a scapito del rendimento del  $G.V.$ .

Ovviamente questo  $\alpha$  dovrà essere tanto maggiore quanto più è difficile bruciare il combustibile.

Es : carbone  $\Rightarrow \alpha$  grande, gas  $\Rightarrow \alpha \cong \alpha_{st}$ .

*Osservazione*:

la  $T_f$  è sempre maggiore di 10° C. Questo lo si impone per evitare che il vapore d’acqua, presente nei fumi, condensi a bassa quota facendo precipitare lo zolfo con formazione di  $H_2SO_4$  che è una sostanza inquinante responsabile tra l’altro delle piogge acide. Normalmente si assumono per  $T_f$  valide le seguenti temperature (secondo il tipo di combustibile):

$$T_f \cong 120^\circ C \div 130^\circ C \text{ (combustibile gassoso);}$$

$$T_f \cong 180^\circ C \div 200^\circ C \text{ (combustibile non gassoso).}$$

## REGOLAZIONE E CONTROLLO DEL G.V.

Durante il funzionamento stazionario devo *controllare* che alcune grandezze si mantengano costanti. Poi c'è l'esigenza di *regolare* la portata di vapore in funzione della richiesta di potenza dell'impianto.

$$P = \dot{m}_v \Delta h_{\substack{\text{reale} \\ \text{in} \\ \text{turbina}}}$$

E' anche importante effettuare una *regolazione* del livello dell'acqua nel *corpo cilindrico*, per due motivi:

1. *Sicurezza*: se aumenta la portata di vapore si riduce l'acqua nel *tubo di caduta*, per cui i *tubi ebollitori* potrebbero "arrostirsi".
2. Non deve salire acqua su per i condotti del vapore: si rischia il *colpo d'acqua* alla turbina.

Il *regolatore* ha il compito di inviare più acqua nel corpo cilindrico qualora dovesse rilevare un abbassamento di livello (*regolatore Copes*).

*Problema*: può esserci una fase transitoria durante la quale in seguito all'apertura della *valvola di output* del corpo cilindrico la *pressione* diminuisce e si formano delle bolle di vapore le quali innalzano il *pelo libero* dell'acqua! Il regolatore interpreta erroneamente questo evento come un aumento della quantità di acqua. Per evitare di incorrere in questo inconveniente occorre effettuare *regolazioni lente*; oppure si può ricorrere alla *regolazione a due elementi* e *a tre elementi*.

### *Regolazione a due elementi*

Si inserisce un diaframma a valle della *valvola di output*. Misurando la differenza di pressione a monte e a valle di tale diaframma si rileva la velocità del fluido (acqua). Questa velocità viene tralasciata in un segnale elettrico e inviato in un *microprocessore*.

### *Regolazione a tre elementi*

Del tutto simile a quella a due elementi, solo che qui si pone un diaframma anche sul condotto dell'acqua.

**Per il resto (controllo) studiare *Della Volpe* da pag. 205 a 212!**