

## Rendimento della macchina pluristadio, fattore di recupero

Si supponga di elaborare un dato valore di salto entalpico teorico  $\Delta h_{t,tot}$  con  $n$  stadi in serie di rendimento  $\eta_p$ , ognuno dei quali elabora un salto teorico  $i_{esimo}$   $\Delta h_{t,i}$ . Si potrà quindi scrivere:

$$\Delta h_0 = \Delta h_{t,tot} \cdot \eta_{p,tot} = \left( \sum_{i=1}^n \Delta h_{t,i} \right) \cdot \eta_p$$

dove  $\eta_{p,tot}$  è il rendimento della macchina pluristadio. A causa della “divergenza” delle isobare sul piano  $h - s$ , si verifica che  $\sum_{i=1}^n \Delta h_{t,i}$  è superiore a  $\Delta h_{t,tot}$ , per cui il rendimento  $\eta_{p,tot}$  è superiore a quello del singolo stadio,  $\eta_p$ . Più precisamente si avrà:

$$\eta_{p,tot} = \mu \cdot \eta_p$$

dove  $\mu$  è il fattore di recupero, compreso tra 1.02 e 1.07.

## Le turbine centripete

La struttura della sezione meridiana delle turbine centripete è molto simile a quella dei compressori centrifughi. Seguendo la direzione del flusso si incontrano la voluta a spirale, una corona di ugelli, la girante ed eventualmente un diffusore, per recuperare parzialmente l'energia cinetica in uscita.

Una turbina centripeta può elaborare un salto entalpico più elevato rispetto ad un qualunque stadio di turbina assiale: per questo motivo le turbine centripete sono tipicamente monostadio.

Dato che operano su gas ad alta temperatura, devono essere realizzate con leghe speciali resistenti dal punto di vista sia meccanico che termico.

Tipicamente queste macchine trovano applicazione nei turbocompressori a gas di scarico e nelle microturbine a gas, aventi potenza non superiore a qualche decina di  $kW$ .

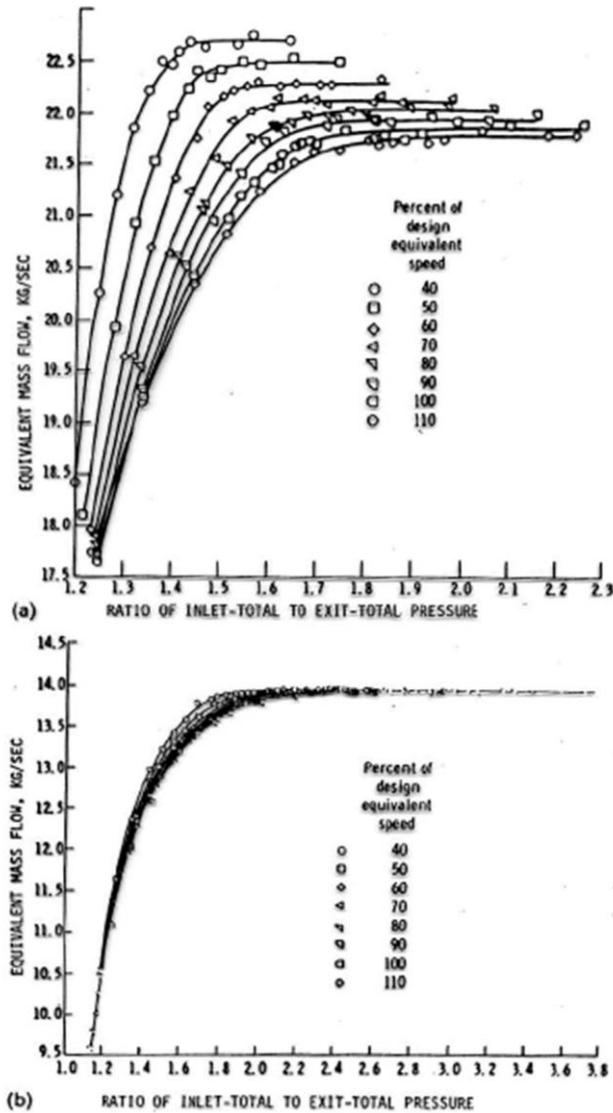
## Le curve caratteristiche delle turbine termiche

La portata defluente attraverso una turbina o un suo stadio dipende dal salto di pressione tra monte e valle, per cui il comportamento complessivo è assimilabile a quello di un ugello che accelera il flusso.

All'aumentare del rapporto di espansione la portata aumenta con andamento non lineare, assimilabile ad una legge ellittica (ellisse di Stodola), fino ad un valore massimo corrispondente al raggiungimento delle condizioni di ingolfamento. Naturalmente, con ulteriori incrementi del rapporto di espansione la portata non aumenta più.

Le curve possono differenziarsi o meno al variare della velocità di rotazione, a seconda che l'ingolfamento si verifichi nella girante oppure nell'ugello. Il motivo è che l'ingolfamento dipende dalla geometria del condotto interessato e dalle condizioni termodinamiche di ristagno a monte dello stesso. In condizioni di alimentazione stazionarie, se l'ingolfamento interessa l'ugello, essendo le condizioni di ristagno a monte di questo indipendenti dalla velocità di rotazione, le curve caratteristiche risultano sostanzialmente indipendenti da essa (vedi caso b) di figura). Se l'ingolfamento interessa invece la girante, la variazione dei giri fa variare il grado di reazione e con

esso anche le condizioni di ristagno a monte della girante stessa, per cui varia anche la portata di ingolfamento e con essa l'intera curva caratteristica (caso a) di figura).

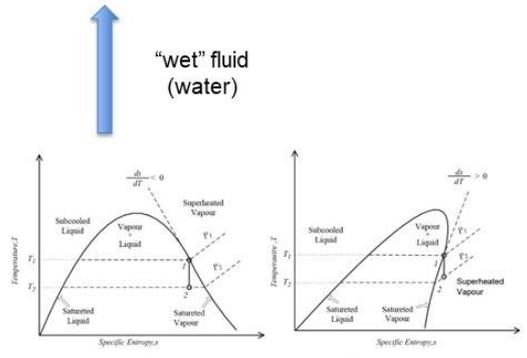
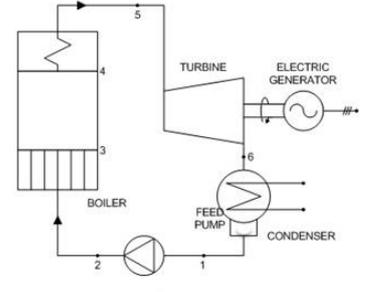
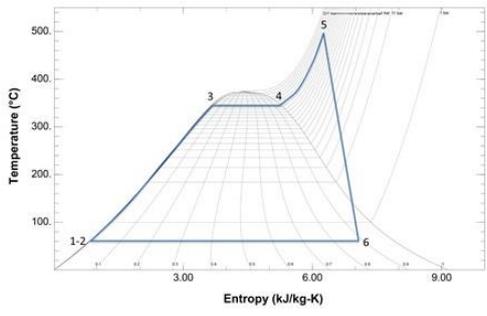


## LE MACCHINE A VAPORE

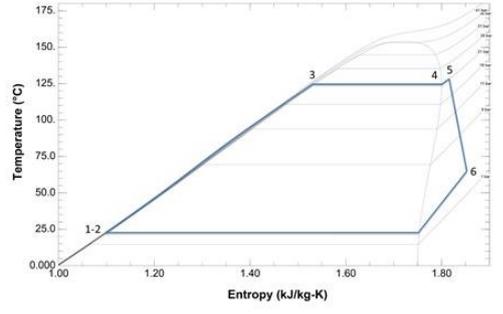
### Richiami sul ciclo Rankine

Le macchine a vapore si basano sul ciclo di Rankine con surriscaldamento, o ciclo di Hirn. I componenti del ciclo sono:

- la pompa, che incrementa la pressione del liquido da quella di condensazione a quella di evaporazione;
- il generatore di vapore, costituito dall'economizzatore, dall'evaporatore e dal surriscaldatore;
- l'espansore, tipicamente ma non esclusivamente una turbina, nella quale la pressione scende da quella di evaporazione a quella di condensazione, producendo potenza meccanica per il trascinamento di un alternatore;
- il condensatore, che riporta il fluido alle condizioni di aspirazione della pompa.



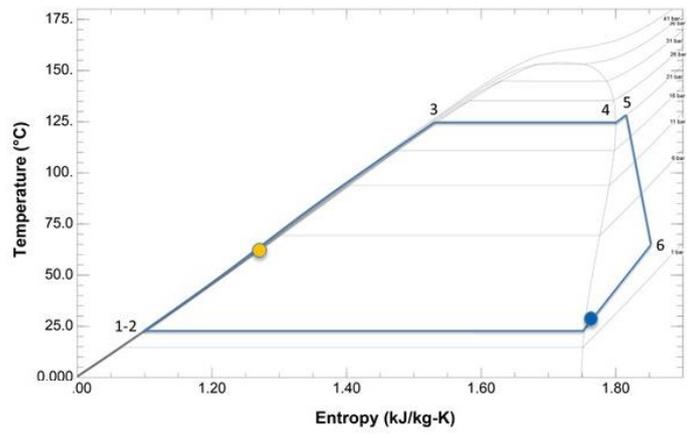
“dry” fluid (R245fa)



La differenza più significativa tra il ciclo limite e il ciclo reale è la non isoentropicità della espansione, comunque adiabatica. Le altre differenze sono:

- la non isoentropicità della fase di pompaggio;
- le perdite di carico nei condotti dell'evaporatore e del condensatore.

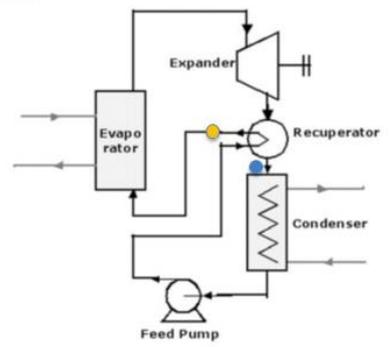
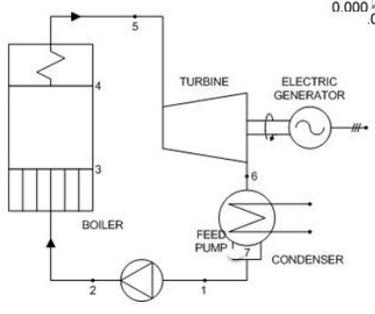
Il fluido operativo può avere la curva limite del vapore saturo sul piano T-s con pendenza negativa (fluido “umido”), come nel caso dell'acqua, nulla (fluido “isoentropico”) o positiva (fluido “secco”), come nel caso di molti fluidi organici.



not regenerative

ORC

regenerative



Nell'ultimo caso (cicli Rankine a fluido organico, ORC) il surriscaldamento non è indispensabile, e la temperatura di uscita del vapore dall'espansore è sensibilmente più elevata rispetto a quella del liquido alla mandata della pompa, per cui si può facilmente realizzare la rigenerazione per aumentare il rendimento del ciclo.

Per avere il massimo rendimento è comunque necessario aumentare il più possibile l'area del ciclo, quindi bisogna portare l'isobara di evaporazione a valori più alti possibili e l'isobara di condensazione a valori più bassi possibili.

Nei grandi impianti a vapore per la produzione di energia elettrica, oggetto di studio nel corso di Macchine, il fluido impiegato è l'acqua, e l'espansore una turbina. I limiti termodinamici in questo caso sono:

- la pressione critica del vapore d'acqua è di circa 221 bar. In generale si possono realizzare cicli sia subcritici che supercritici: nel primo caso si arriva a pressioni massime di circa 170-180 bar, nel secondo a 230-240 bar;
- la pressione minima nel condensatore dipende dalla temperatura del fluido di raffreddamento disponibile, che solitamente non è lontana dalla temperatura ambiente. A titolo di esempio, se il fluido refrigerante è acqua a 15°C, e con questa riusciamo a portare il fluido operativo fino ad una temperatura di 20°C, la pressione di condensazione sarà di circa 0.05 bar assoluti, cioè avremo al condensatore un grado di vuoto del 95%;
- un limite tecnologico è la temperatura massima del ciclo, che dipende dai materiali che si scelgono nella realizzazione dell'impianto. Utilizzando acciai austenitici si può arrivare ad una temperatura di surriscaldamento di 500-550°C. Per temperature superiori bisognerebbe passare a leghe speciali per le sezioni ad alta temperatura del generatore di vapore, dei condotti del vapore e dei primi stadi di turbina.

Un effetto combinato di questi limiti, dovuto alla natura "umida" dell'acqua, è che all'uscita della turbina il fluido sarà bifasico, cioè all'interno della campana di Andrews, con peggioramento delle prestazioni ed erosione e corrosione delle palettature. Per spostare il punto di fine espansione fuori della campana, o almeno su valori elevati del titolo di vapore, rispettando il limite tecnologico sulla massima temperatura del ciclo, è necessario introdurre uno o due risurriscaldamenti del vapore, con conseguente complicazione dell'impianto.

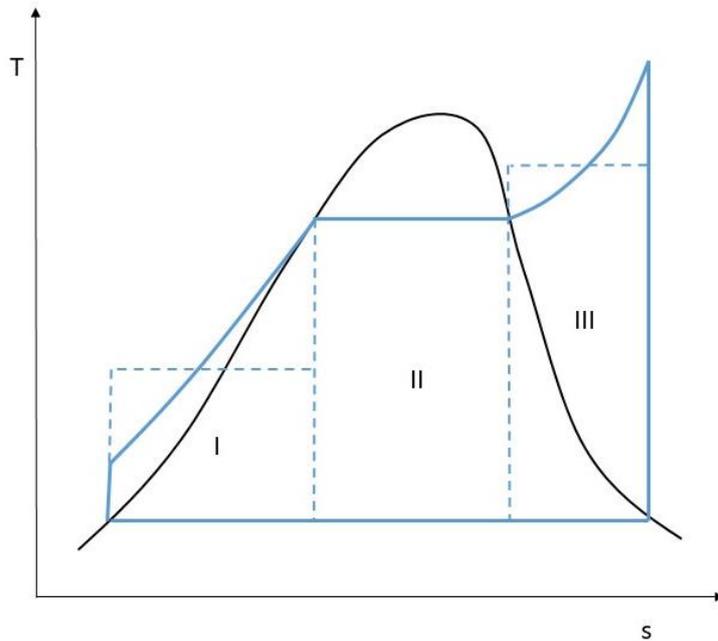
Il rendimento effettivo di un gruppo Rankine a vapore d'acqua operante nelle condizioni descritte sarebbe ancora relativamente basso, nell'ordine del 30 – 35%. Per aumentarlo è necessario ricorrere alla rigenerazione.

### **Cicli Rankine rigenerativi a vapore d'acqua**

La differenza di temperatura tra vapore in uscita dalla turbina e liquido in uscita dalla pompa è però, in questi cicli ad acqua, troppo piccola per poter realizzare la rigenerazione per semplice scambio termico come nel caso degli ORC.

Per rigenerare, bisognerebbe sottrarre calore al vapore già in fase di espansione, ma questo non è possibile perché la turbina è, per sua natura, praticamente adiabatica. La sola possibilità è quindi quella di trasferire calore dal vapore caldo al liquido freddo con uno scambio di massa, realizzando cioè uno o più spillamenti di vapore dalla turbina. Che si scambi solo calore oppure anche massa,

resta il fatto che il beneficio della rigenerazione per i cicli ad acqua è tutto da verificare, perché se è vero che riduciamo il calore introdotto dalla sorgente calda è altrettanto vero che riduciamo anche il lavoro prodotto dalla turbina, per cui non è scontato che il bilancio complessivo porti ad un aumento del rendimento. Vediamo quindi di analizzare più dettagliatamente i cicli a vapore d'acqua rigenerativi mediante spillamenti.



Il primo punto da capire è perché la rigenerazione può aumentare il rendimento. Consideriamo per semplicità un ciclo Rankine limite ad acqua con surriscaldamento. Il ciclo può essere analizzato studiando i tre subcicli indicati in figura con I, II e III. Il subciclo II è un ciclo di Carnot, quindi non migliorabile, mentre i cicli I e III non lo sono, ma è sempre possibile ricondurli a dei cicli di Carnot di area equivalente. È evidente che la relativa inefficienza del ciclo è dovuta al basso rendimento del subciclo I, per cui è opportuno introdurre il calore nell'economizzatore non da una sorgente esterna ma piuttosto per via rigenerativa.

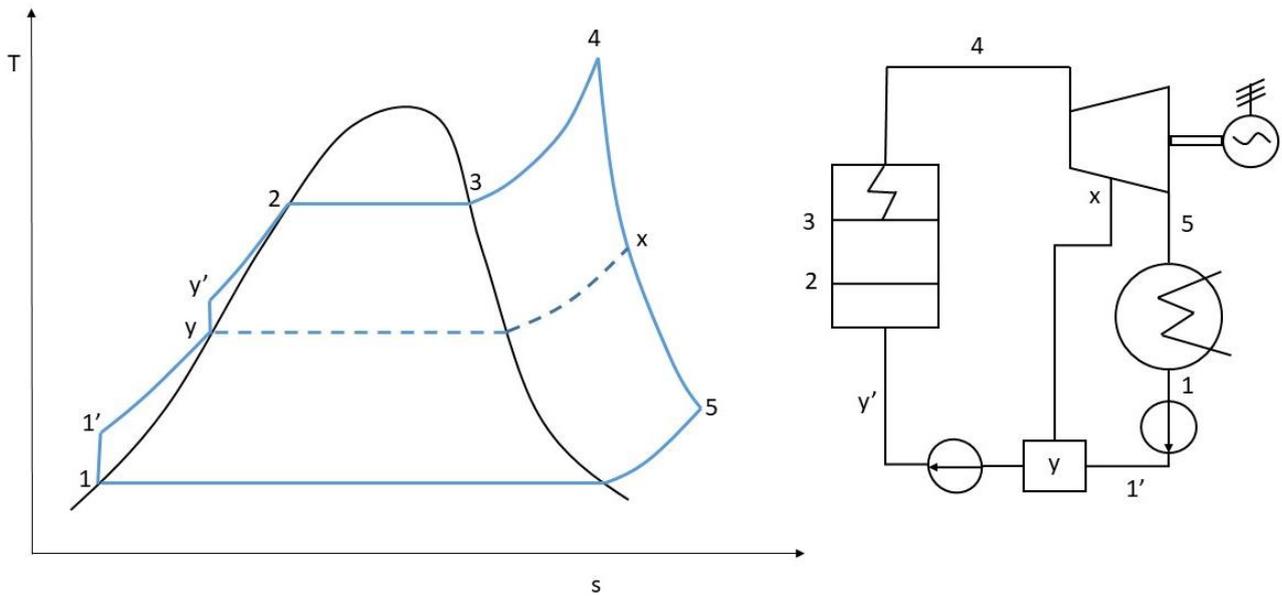
Vediamo quindi come può essere realizzato un ciclo a vapore d'acqua rigenerativo, con riferimento al caso più semplice di un solo spillamento.

In un punto intermedio dell'espansione, una portata di vapore  $\dot{m}_s$  viene spillata dalla turbina nelle condizioni termodinamiche del punto  $x$ , e inviata in uno scambiatore a miscela dove entra anche la portata  $\dot{m}_c$ , proveniente dal condensatore, nelle condizioni termodinamiche del punto  $1'$ . La portata complessiva di vapore  $\dot{m}_v = \dot{m}_s + \dot{m}_c$ , alle condizioni termodinamiche della miscelazione,  $y$ , è quindi pompata fino alla pressione di evaporazione da una seconda pompa, inserita tra il rigeneratore a miscela e il generatore di vapore.

Dette  $h_x, h_y, h_{1'}$  le entalpie dei punti  $x, y, 1'$ , l'equazione di bilancio termico del rigeneratore è:

$$\dot{m}_c(h_y - h_{1'}) = \dot{m}_s(h_x - h_y)$$

Il primo membro esprime l'energia ricevuta dal liquido in uscita dal condensatore, il secondo l'energia ceduta dal vapore spillato.

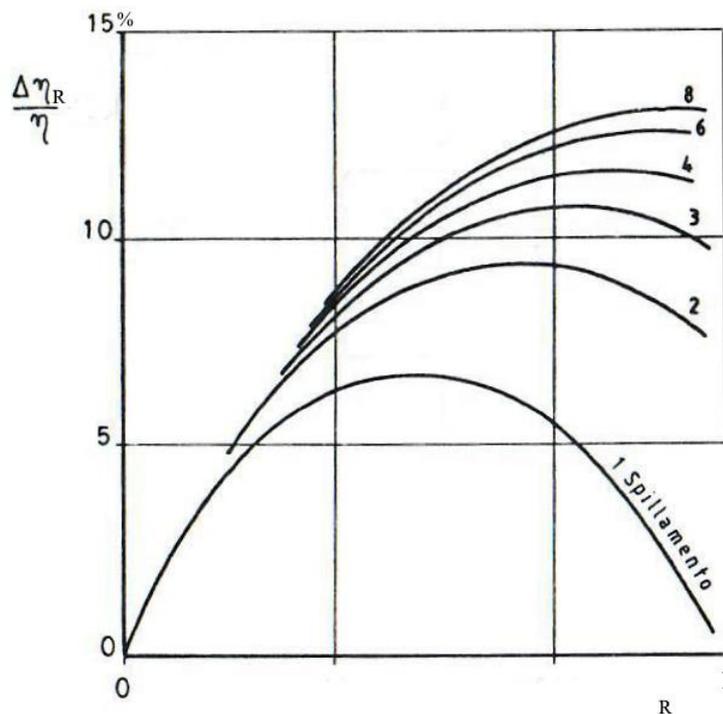


Si definisce grado di rigenerazione il rapporto tra il calore fornito all'unità di massa di liquido per via rigenerativa e quello necessario per portarlo alle condizioni di liquido saturo alla pressione di evaporazione:

$$R = \frac{h_y - h_{1'}}{h_2 - h_{1'}}$$

Indichiamo poi con  $z$  il numero di spillamenti. Si può dimostrare che il miglioramento di rendimento ottenibile tramite spillamenti è massimo se si rispettano le seguenti due condizioni:

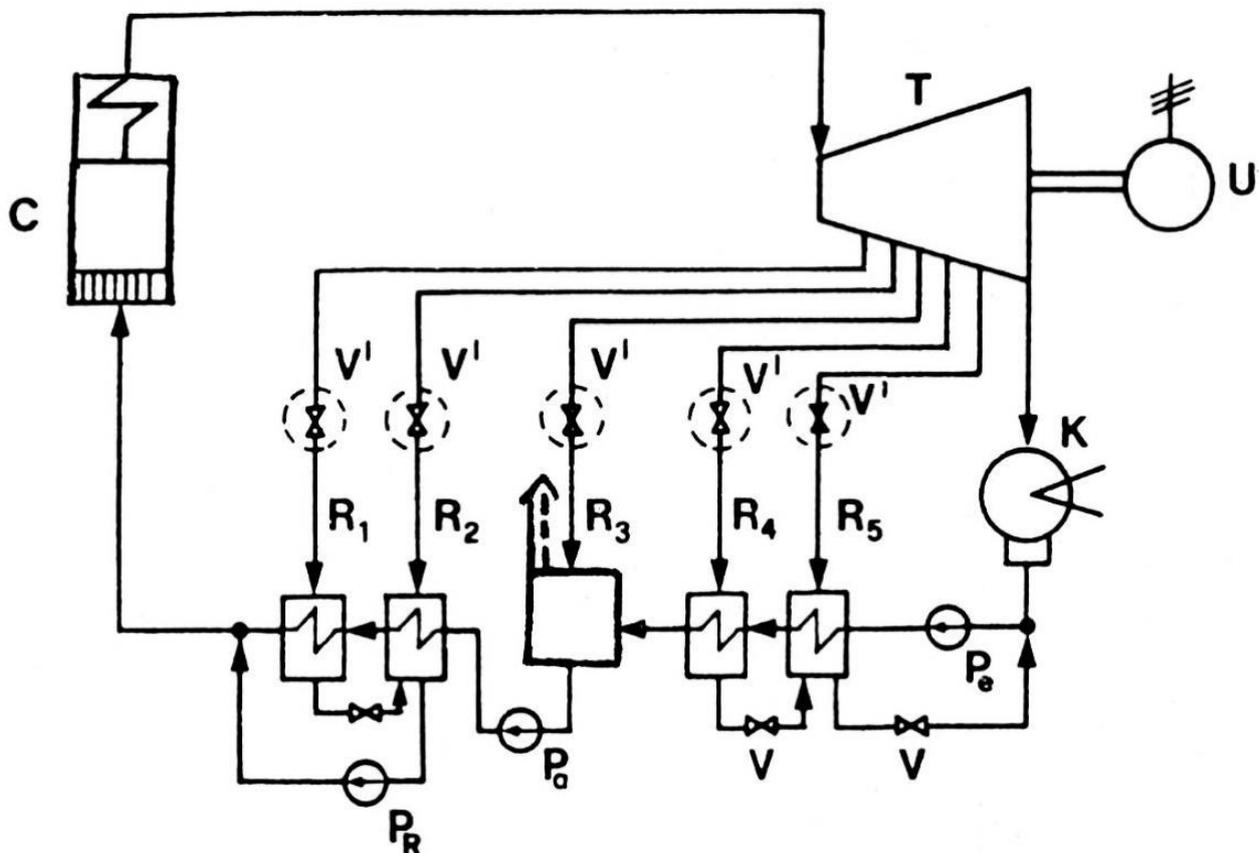
- tutti gli spillamenti devono contribuire alla rigenerazione in egual misura, ovvero il salto entalpico  $h_y - h_{1'}$  deve essere suddiviso in parti uguali tra i  $z$  spillamenti;
- il grado di rigenerazione deve essere quello ottimale,  $R_{opt} = \frac{z}{z+1}$

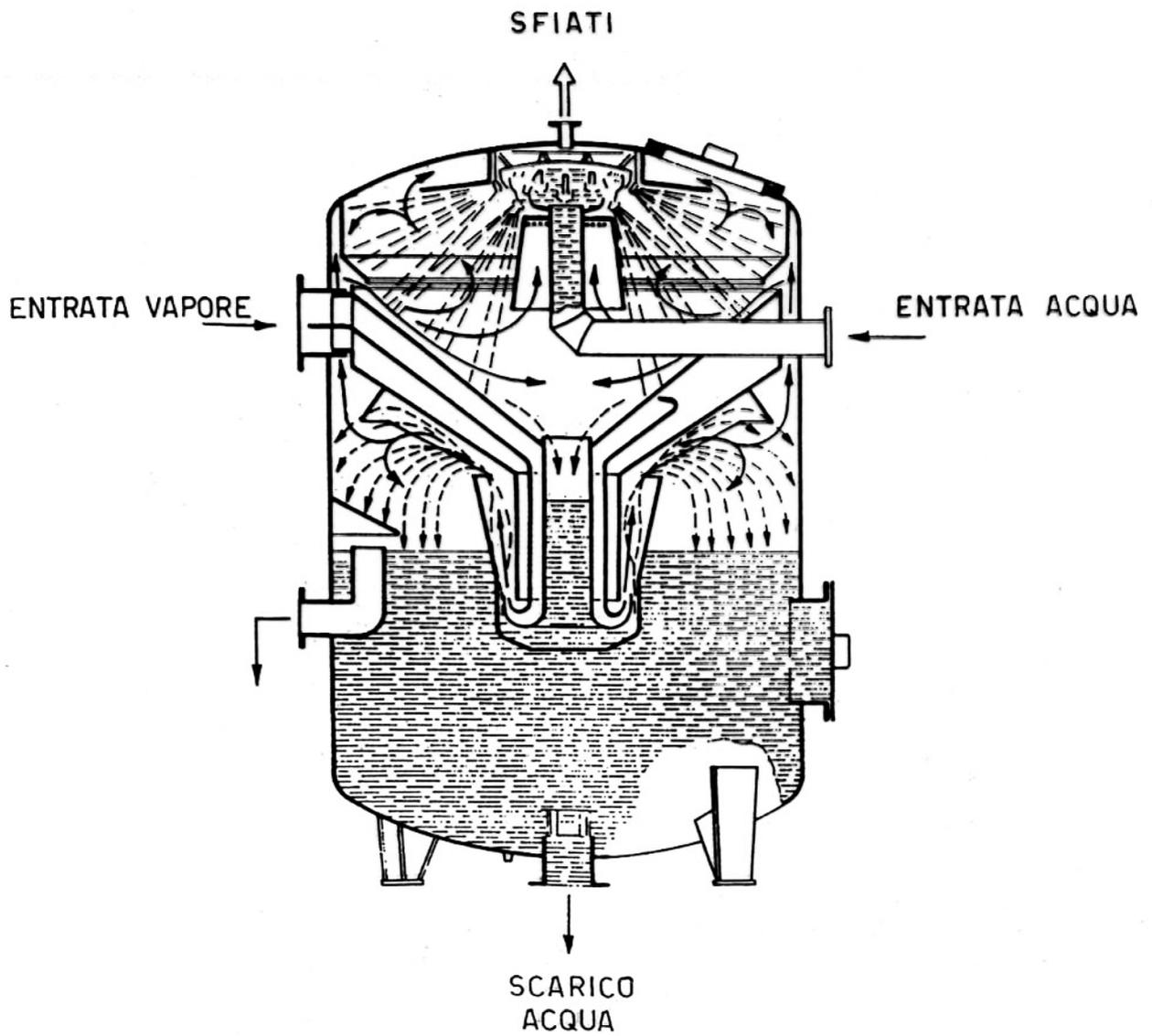
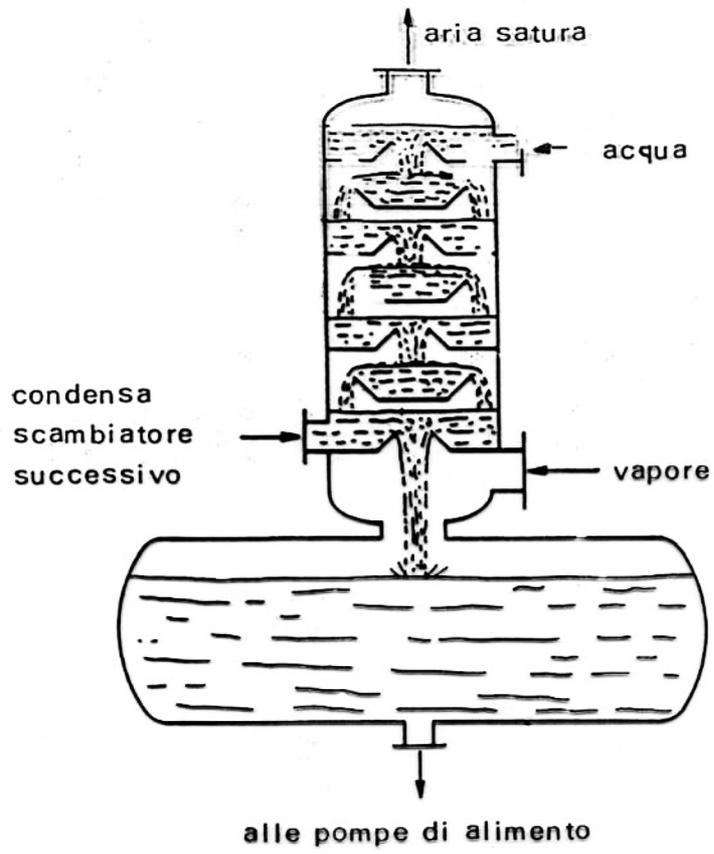


È possibile rappresentare quest'analisi in forma grafica mettendo in ascissa il grado di rigenerazione e in ordinata l'incremento di rendimento ottenibile con il ciclo rigenerativo,  $\Delta\eta_R$ , rapportato al rendimento del ciclo non rigenerativo,  $\eta$ . Si osserva che:

- il rendimento massimo si otterrebbe in corrispondenza del grado di rigenerazione  $R = 1$  con un numero di spillamenti  $z = \infty$ ;
- la linea relativa a  $z = 1$  ha un massimo in corrispondenza di  $R = \frac{1}{2}$  e valore nullo a entrambe le estremità;
- tutti gli altri casi sono compresi tra i due estremi descritti. Per  $z = 2$  si ha rendimento massimo per  $R = \frac{2}{3}$  e l'incremento di rendimento è più elevato rispetto al caso  $z = 1$ ;
- il miglioramento nel rendimento che si ottiene per  $z = 2$  in corrispondenza di  $R = 1$  è uguale a quello che si ottiene per  $z = 1$  in corrispondenza di  $R = \frac{1}{2}$ . Osservazioni analoghe si possono fare per le altre curve a numero di spillamenti crescente;
- solitamente  $z = 7$  è il valore limite che dà il massimo beneficio in termini di rendimento a fronte di complicazioni tecniche sostenibili. Andare a valori più alti di  $z$  sarebbe inutile, perché l'incremento sempre più piccolo di rendimento sarebbe annullato dalle complicazioni dell'impianto e dalle conseguenti perdite di carico.

Il rendimento elettrico effettivo di un ciclo Rankine a vapore d'acqua così ottimizzato è pari a circa 40-42%.





In un impianto a più spillamenti, un solo scambiatore rigenerativo è a miscela, tutti gli altri sono scambiatori a superficie. Quello a miscela è posto circa a metà della catena degli scambiatori, in modo che la pressione al suo interno sia superiore, ma solo di pochi bar, a quella atmosferica. Le motivazioni di questa scelta impiantistica sono:

- gli scambiatori a superficie permettono di gestire i flussi con un numero complessivo di pompe limitato (si veda la figura), mentre con quelli a miscela è necessaria una pompa a valle di ogni scambiatore;
- uno scambiatore a miscela è necessario perché funge anche da degasatore dell'impianto, ovvero espelle i gas incondensabili (in particolare aria) che altrimenti si accumulerebbero nel circuito acqua-vapore, andando ad aumentare la pressione al condensatore. Questi sono introdotti in parte come gas disciolti nell'acqua di reintegro delle perdite del circuito, nonostante il pretrattamento ne preveda la degassazione, e in parte a causa delle infiltrazioni di aria nelle sezioni in depressione dell'impianto.

La degassazione, in uno scambiatore a miscela, può essere effettuata facilmente praticando sulla parte superiore dell'involucro un foro calibrato, attraverso il quale si crea, per differenza di pressione rispetto all'ambiente esterno, un flusso continuo di gas incondensati, saturi di vapore d'acqua.

Anche per questo motivo è necessario un flusso continuo di acqua di reintegro: se in teoria il ciclo è chiuso, nella pratica ci sono perdite di vapore sia per trafilemanti nelle sezioni di alta pressione sia, come nel caso del degasatore, per l'alimentazione di servizi ausiliari a vapore, di cui non è conveniente il recupero.

Il degasatore separa i rigeneratori di bassa pressione da quelli di alta pressione: i primi si trovano a monte del degasatore, i secondi a valle.

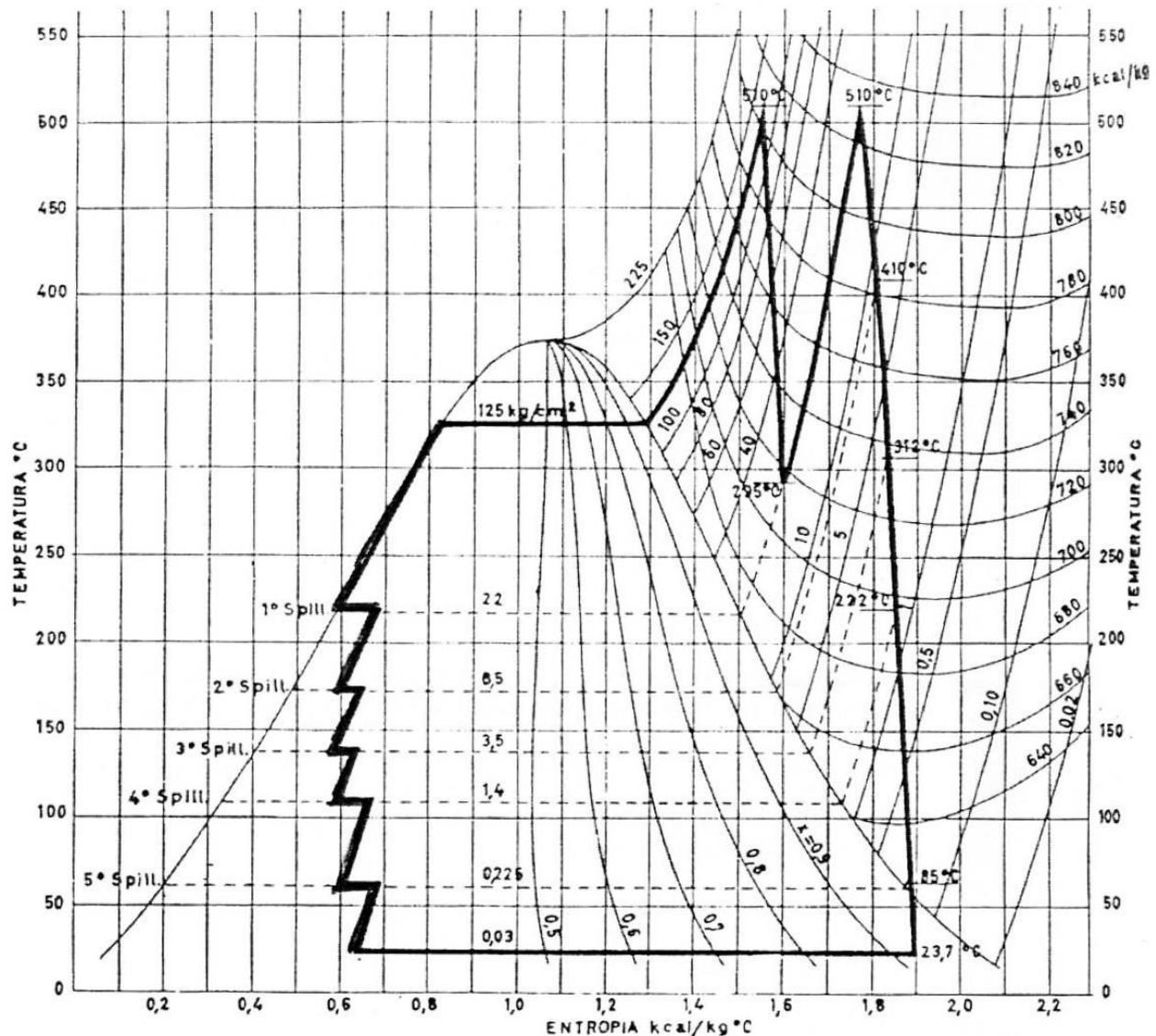
La presenza del degasatore determina poi il campo di pressioni coperto dalle due pompe fondamentali dell'impianto:

- la pompa di estrazione del condensato ( $P_e$  in figura), che porta la pressione dal valore di condensazione a quello di degassazione;
- la pompa di alimentazione ( $P_a$  in figura), che porta la pressione dal valore di degassazione a quella di evaporazione.

Una volta definita la struttura del ciclo, e calcolate le portate in massa da spillare applicando le equazioni di bilancio a tutti gli scambiatori rigenerativi, si pone il problema di rappresentarlo sui piani termodinamici dove le proprietà termodinamiche sono intensive, cioè riferite ad una unità di massa o, comunque, a un valore di massa costante.

È stata quindi introdotta una convenzione grafica per poter rappresentare diversi valori di portata nel piano termodinamico T-s.

Con riferimento alla figura, e per ogni spillamento, la lunghezza del segmento orizzontale interno alla campana di Andrews, che collega sull'isobara i punti a titolo del vapore 0 e 1, sta alla portata totale di vapore che entra nel primo stadio di turbina come la lunghezza del segmento orizzontale compreso tra il punto a titolo 0 e quello evidenziato in grassetto sta alla portata di vapore spillata nello spillamento considerato.



Vediamo ora le principali caratteristiche dei componenti di un impianto a vapore, con particolare riferimento ai gruppi a vapore d'acqua per la produzione di energia elettrica.

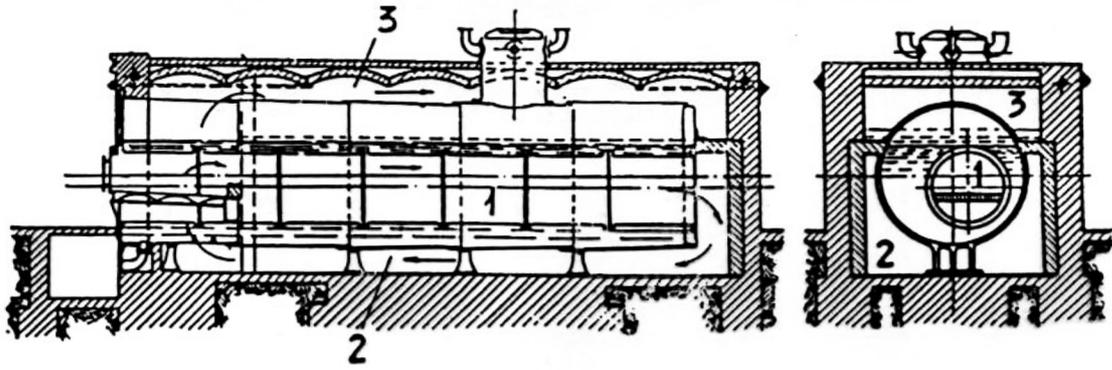
### Il generatore di vapore (GdV)

Il generatore di vapore produce una portata in massa di vapore,  $m_v$ , con valori prefissati di pressione,  $P_v$ , e temperatura,  $T_v$ . I generatori di vapore si dividono in due categorie:

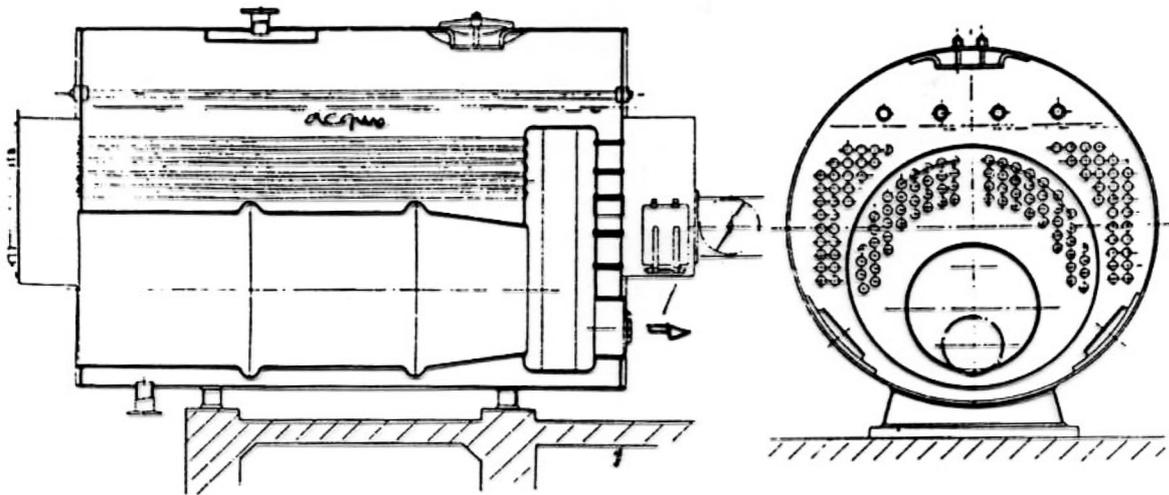
- a tubi di fumo, oggi non più utilizzati per alimentare cicli Rankine ma solo per produrre vapore per uso tecnologico o per grossi impianti di riscaldamento;
- a tubi d'acqua, impiegati nei cicli Rankine per produzione di energia meccanica e/o elettrica.

Nei generatori a tubi di fumo, i prodotti della combustione fluiscono in tubazioni di grande diametro immerse nelle vasche contenenti l'acqua da far evaporare.

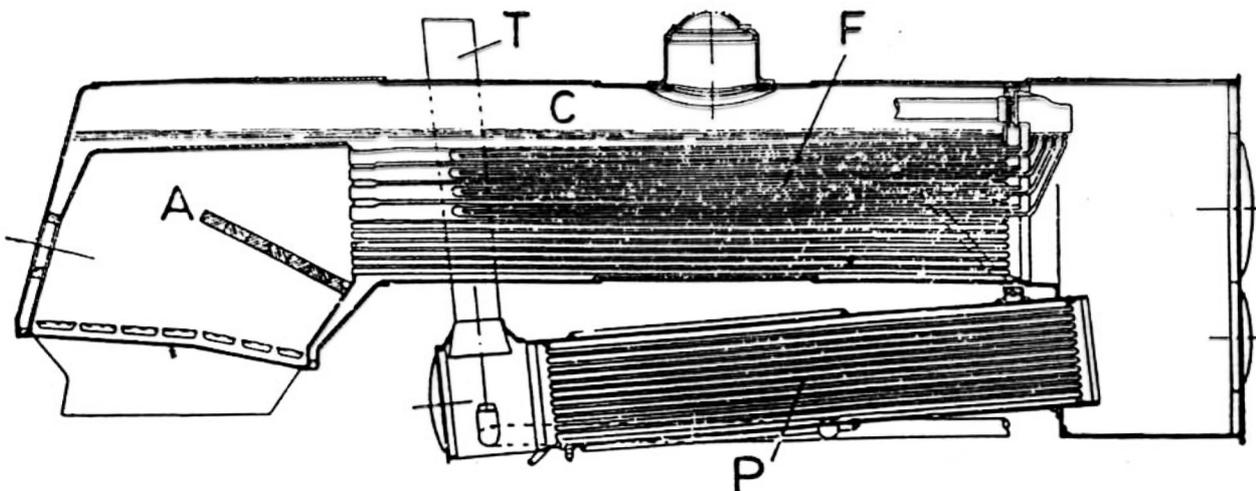
Il più semplice tra i generatori di questo tipo è chiamato caldaia Cornovaglia, composta da un solo tubo di fumo immerso in una vasca d'acqua. Il vapore saturo generato è raccolto in un duomo nella parte superiore nella vasca.



Caldaia Cornovaglia - Cornish.



Generatore di vapore a tubi di fumo, a tre percorsi  
pei fumi e con camera d'inversione a pareti bagnate, in esecuzione  
saldata.



Schema della caldaia - locomotiva Franco Crosti.

A - Forno - Griglie - Voltino. — C - Caldaia. — F - Fascio tubifero. — P - Tubi del preriscaldatore.  
— T - Camino.

Una variante di maggiore potenzialità è la caldaia Lancashire, con due tubi di fumo appaiati. Il circuito dei fumi può essere a più percorsi all'interno della vasca per realizzare una migliore cessione del calore.

I motivi per cui queste caldaie non sono oggi utilizzate per realizzare cicli Rankine sono:

- la produzione di vapore è insufficiente per realizzare gruppi di grande potenza;
- la pressione massima del vapore è limitata a valori dell'ordine dei 20 bar.

Il secondo limite è legato alla struttura della macchina: dato il grande diametro delle vasche di contenimento dell'acqua e del vapore, per realizzare pressioni dell'ordine dei 200 bar gli spessori di parete dovrebbero essere esageratamente elevati.

Un esempio tipico di impiego di caldaie a tubi di fumo si è avuto nelle locomotive a vapore, nelle loro diverse architetture realizzative.

Nei generatori a tubi d'acqua, invece, l'acqua e poi il vapore fluiscono all'interno di un gran numero di tubi paralleli di piccolo diametro, lambiti sulla superficie esterna dai prodotti della combustione. In questi dispositivi, efficienti ma anche complessi, si distinguono quindi:

- il circuito dell'acqua e del vapore.
- il circuito dell'aria e dei prodotti della combustione;

I due circuiti scambiano energia in una serie di scambiatori di calore, connessi tra loro secondo schemi diversi a seconda del livello di pressione del vapore e di eventuali vincoli dimensionali e di architettura generale d'impianto.

#### GdV a tubi d'acqua: il circuito dell'acqua e del vapore.

Seguendo la direzione del flusso a partire dalla pompa di alimentazione, l'acqua attraversa l'economizzatore per poi entrare nella parte del circuito in cui è inserito l'elemento chiave del sistema, ossia l'evaporatore.

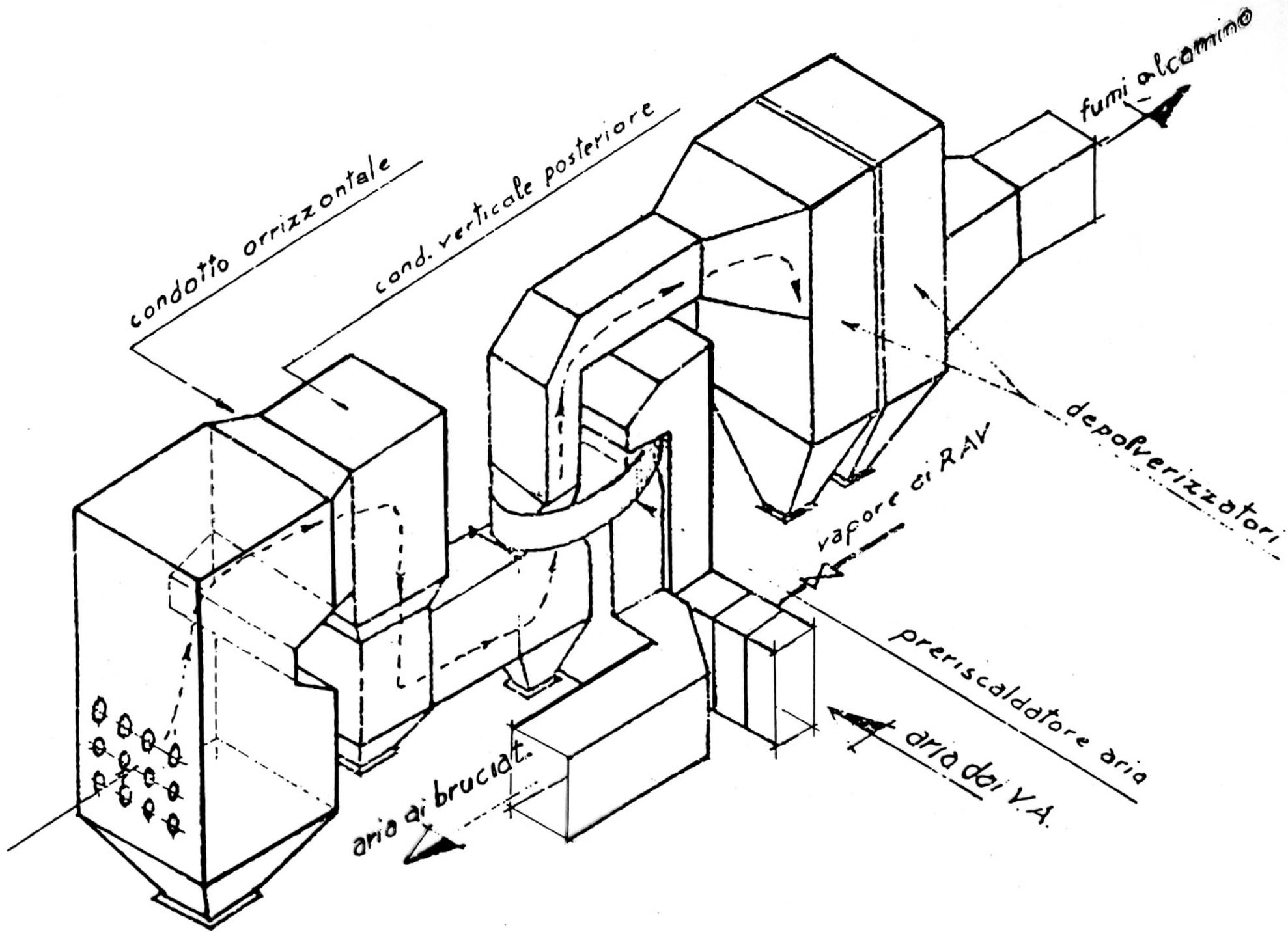
In generale, un'unità di massa d'acqua deve fluire più volte attraverso l'evaporatore per aumentare il proprio titolo dalla condizione di liquido saturo fino a quella di vapore saturo. Ci sarà quindi una ricircolazione, che farà sì che la portata in massa elaborata dall'evaporatore  $\dot{m}_{ev}$  sarà superiore alla portata  $\dot{m}_v$  che interessa a monte l'economizzatore e a valle il surriscaldatore.

Si definisce quindi rapporto di circolazione quello tra la portata in massa di acqua che attraversa i tubi dell'evaporatore e la portata in massa di vapore prodotta dal generatore:

$$\frac{\dot{m}_{ev}}{\dot{m}_v}$$

Il rapporto di circolazione assume diversi valori a seconda di come si realizza la ricircolazione. Rimandando alla successiva descrizione delle diverse configurazioni, i valori tipici sono:

- tra sette e otto, nel caso di generatori di vapore a circolazione naturale;
- circa sei, nel caso della circolazione controllata;
- uno, cioè assenza di ricircolo, nei casi di circolazione forzata o di circolazione combinata a carichi medio - alti.



Condotti aria-gas

