

Curve caratteristiche del compressore centrifugo. Compressori assiali.

Curve caratteristiche del compressore centrifugo.

Il discorso sui compressori centrifughi si conclude con un rapido cenno alle curve caratteristiche di tali macchine. Con un discorso molto simile a quello visto nel caso delle pompe si ottengono curve caratteristiche molto simili a quelle delle pompe stesse (è per esempio possibile parlare di palettature in avanti, radiali o all'indietro anche per i compressori centrifughi). Il punto di funzionamento della macchina è ovviamente ancora individuato dall'intersezione tra la curva caratteristica interna e la curva caratteristica esterna dell'impianto e per valutare la stabilità bisogna ancora osservare come la macchina reagisca ad una perturbazione di portata (trascurando il fatto che durante il transitorio dovuto alla perturbazione la curva caratteristica non sarà più strettamente valida). È sicuramente possibile affermare che, qualora il punto di lavoro si trovi su un tratto discendente della caratteristica interna, si ha stabilità. In prossimità del massimo della curva si hanno invece funzionamenti anomali perché iniziano a farsi sentire gli effetti dovuti al transitorio, in particolare si hanno degli andamenti del punto di funzionamento che oscillano tra portata nulla e un valore massimo di portata (questa situazione nella quale il punto di funzionamento oscilla in modo ciclico prende il nome di effetto di pompaggio). Per evitare comportamenti anomali si preferisce sempre lavorare in tratti della curva caratteristica che siano discendenti.

Compressori assiali.

Rimane ora da affrontare, in maniera molto rapida, il discorso sui compressori assiali; le macchine assiali sono solitamente composte da più stadi con rapporti di compressione piuttosto limitati per arrivare ad un rapporto di compressione abbastanza elevato, la loro struttura sarà dunque grosso modo quella mostrata in figura 1.



Figura 1

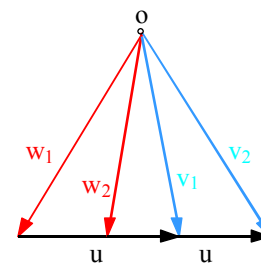


Figura 2

Considerando poi il triangolo delle velocità mostrato in figura 2 relativo ad uno degli stadi del compressore, si deduce come valga la relazione:

$$h_2 - h_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

A seconda di come sono fatti i triangoli delle velocità si può fare in modo da avere v_1 molto simile a v_2 e ciò significa che la girante aumenta molto la pressione del fluido; alternatively si può però fare in modo di avere w_1 molto simile a w_2 e questo significa essere nella situazione in cui la girante non innalza molto la pressione ma fornisce al fluido molta velocità in modo che si abbia una cospicua compressione dovuta al diffusore. Nel primo caso si ha dunque una situazione nella quale la compressione è dovuta principalmente alla girante (e quindi si lavora con la vena fluida relativa) mentre nel secondo caso la compressione è principalmente dovuta al diffusore (e quindi si utilizza la vena fluida assoluta). In sezione la successione di pale è quella mostrata in figura 3.

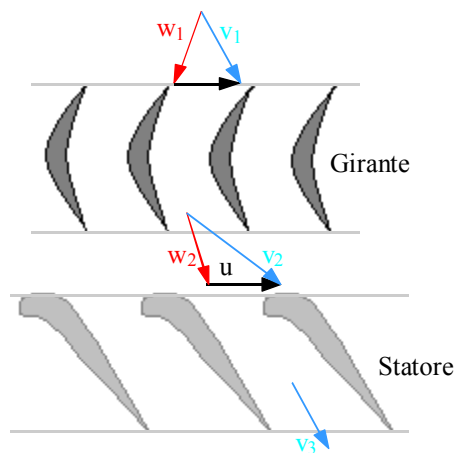


Figura 3

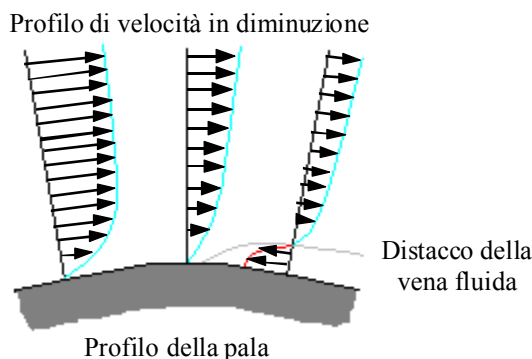


Figura 4

Sia che la pressione aumenti nella girante, sia che aumenti nel diffusore, si crea comunque un campo di pressione che si oppone al moto del fluido. Tale campo di pressione è sostanzialmente la causa del distacco della vena fluida dal profilo della pala; tale fenomeno è rappresentato in figura 4 nella quale si vede che i filetti fluidi più vicini alla pala non riescono a superare la differenza di pressione e quindi la vena fluida si stacca dal profilo della pala. Come conseguenza si ha perdita di potenza. Facendo ora riferimento alla figura 5 si definisce nel modo seguente la direzione della velocità media:

$$\vec{w}_\infty = \frac{\vec{w}_1 + \vec{w}_2}{2}$$

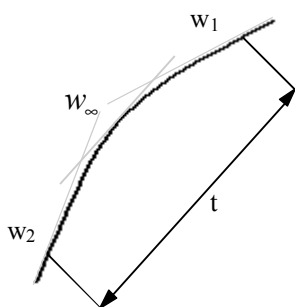


Figura 5

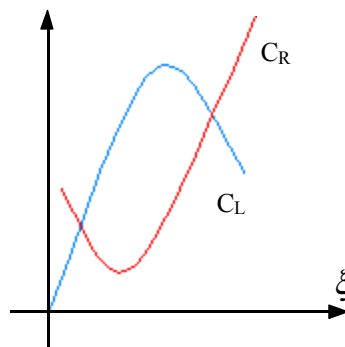


Figura 6

Una pala caratterizzata da un certo profilo e da velocità w_1 e w_2 presenta una certa resistenza e una certa portanza rispetto alla direzione di w_∞ ; la portanza può essere definita nel modo seguente:

$$P = C_L \frac{w_\infty^2}{2} \rho t l$$

dove tl sia l'area della pala sulla quale agisce il fluido, C_L sia un coefficiente di portanza mentre $\rho w_\infty^2/2$ prende il nome di pressione dinamica. Definendo poi ξ l'angolo di incidenza, ovvero l'angolo tra la vena fluida e la superficie della pala, si avrà che il coefficiente di portanza C_L ha un andamento come quello mostrato nel grafico di figura 6. Nel medesimo grafico vediamo anche riportato l'andamento del coefficiente C_R detto coefficiente di resistenza. Ovviamente la palettatura non deve funzionare in condizioni di stallo; ci sono delle situazioni nelle quali tutti i canali (formati da coppie di palette fisse e palette mobili) stanno funzionando in maniera corretta tranne uno che presenta una situazione di stallo incipiente; la portata di quel canale non sarà allora più uguale alla portata degli altri canali perché la zona in cui la vena fluida si è staccata dalla superficie della palette presenta un sostanziale restringimento della luce vista normalmente dal fluido. La portata che non riesce più ad essere smaltita da quel canale viene dunque smistata nei due canali adiacenti. Uno dei canali adiacenti va allora a sua volta in stallo e smista la sua portata in eccesso tra i due canali a sua volta a lui adiacenti; tra questi vi è il canale che inizialmente si trovava in situazione di stallo incipiente che, con la portata ricevuta dal canale adiacente che sta andando in stallo, esce dalla situazione di stallo. La situazione di stallo si muove quindi di canale in canale nel senso opposto al moto. Quella descritta è ovviamente una situazione limite che però non è maligna per quanto riguarda il funzionamento della macchina.

Il ciclo Rankine semplice. Termodinamica del ciclo Rankine semplice.

Il ciclo Rankine semplice.

Fino ad ora i compressori, le turbine e le pompe sono sempre state viste come macchine isolate; è però giunto il momento di vedere come questi macchinari possano essere inseriti in un ciclo termodinamico per la produzione di potenza. Già si è accennato al fatto che la realizzazione di trasformazioni isoterme è una cosa piuttosto complessa mentre è abbastanza semplice la realizzazione di trasformazioni isobare, appare allora evidente la comodità di mettersi nella situazione nella quale le trasformazioni isoterme e le trasformazioni isobare coincidono: tale condizione è ovviamente quella nella quale si ha cambiamento di fase da parte del fluido. I cicli termodinamici che si ottengono sfruttando fluidi bifase sono i cicli Rankine dei quali si vede un esempio in figura 1 con, in figura 2, la corrispondente schematizzazione d'impianto.

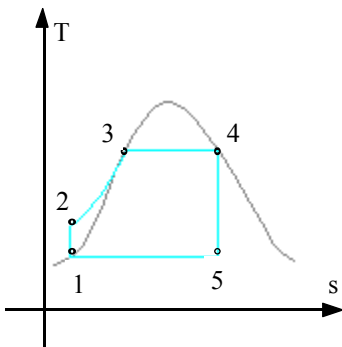


Figura 1

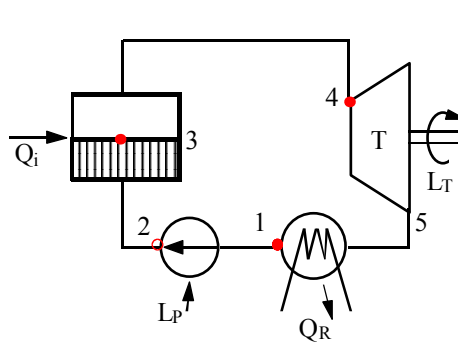


Figura 2

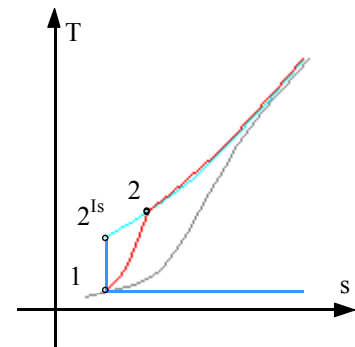


Figura 3

Il ciclo mostrato in figura 1 è ovviamente un ciclo ideale nel quale si vedono due trasformazioni (la trasformazione 1→2 e la trasformazione 4→5) isoentropiche e quindi fanno riferimento a delle macchine ideali. Qualora invece, per esempio, la pompa non fosse ideale, non riceverebbe il lavoro

$$L_p = v(p_2 - p_1)$$

ma riceverebbe il lavoro seguente:

$$L_p = \frac{v(p_2 - p_1)}{\eta}$$

In figura 3 è dunque mostrato un particolare del ciclo Rankine nel quale si mostra la differenza tra una trasformazione 1→2 ideale e una trasformazione 1→2 reale. La trasformazione 1→2 (ideale o reale che sia) prende il nome di preriscaldamento. Un discorso analogo può essere fatto anche per quanto riguarda la turbina perché nel caso di macchina ideale il lavoro sarà:

$$L_T = h_4 - h_{5^{Is}}$$

mentre nel caso di macchina reale sarà:

$$L_T = h_4 - h_5$$

In figura 4 si vede allora un altro particolare di ciclo Rankine nel quale è rappresentata la differenza tra la trasformazione 4→5 reale e la trasformazione 4→5 ideale.

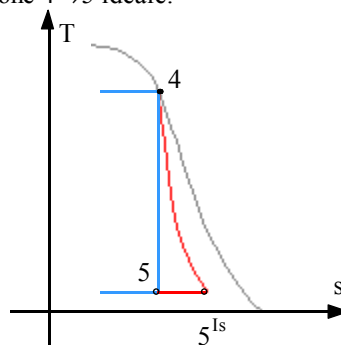


Figura 4

Il passaggio dal punto 5 al punto 1 viene effettuato grazie ad uno scambiatore di calore che estrae una certa quantità di calore esprimibile nel modo seguente:

$$Q_R = G_V (h_5 - h_1)$$

dove G_V è la portata di vapore. Dal punto di vista del fluido refrigerante (solitamente acqua) si avrà invece che il medesimo calore sarà espresso nel modo seguente:

$$Q_R = \dot{m}_{H_2O} c_p (T_B - T_A)$$

dove T_B e T_A sono le temperature che troviamo nello scambiatore di calore e che vediamo rappresentate nel diagramma di figura 5.

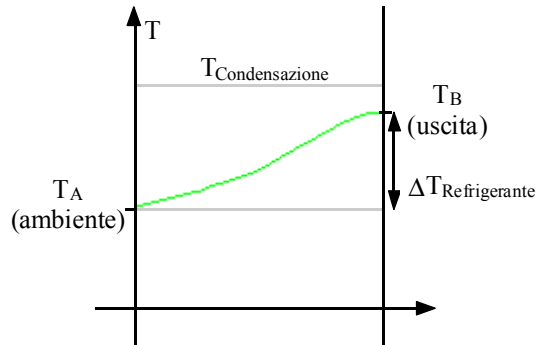


Figura 5

In questi cicli termodinamici si ha, solitamente, ebollizione dell'acqua ad una temperatura pari a circa 30° C e questo significa che vengono utilizzate pressioni pari a circa 5/100 della pressione ambiente come pressione di condensazione, per avere dei buoni rendimenti bisogna valutare in maniera adatta la pressione di vaporizzazione (indicata con p_V) e la pressione di condensazione (solitamente indicata con p_K).

Termodinamica del ciclo Rankine semplice.

Soffermandosi sui parametri termodinamici caratteristici di questo tipo di ciclo, si può senza dubbio affermare che il lavoro relativo al ciclo di Rankine semplice è il seguente:

$$L_{Utile} = L_T - L_P$$

dove L_T è il lavoro della turbina mentre L_P è il lavoro della pompa. D'altra parte si sa che:

$$L_T - L_P = Q_i - Q_R$$

dove Q_i è il calore introdotto e Q_R il calore restituito all'ambiente. Il rendimento sarà allora esprimibile nel modo seguente:

$$\eta = \frac{L_{Utile}}{Q_i} = \frac{Q_i - Q_R}{Q_i} = 1 - \frac{Q_R}{Q_i}$$

Da questa relazione appare che, per innalzare il rendimento, sarebbe sufficiente diminuire il calore estratto ed aumentare il calore introdotto. Si ricordi ora il ciclo di Carnot, mostrato in figura 6, compreso tra le due temperature T_{Min} e T_{Max} .

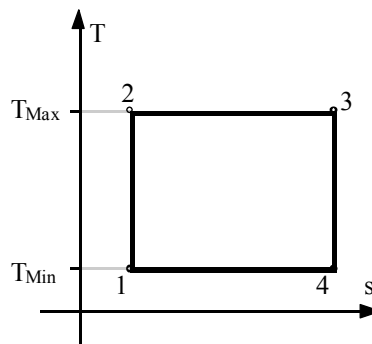


Figura 6

A proposito di tale ciclo è opportuno specificare che nella trasformazione 1→2 e nella trasformazione 3→4 il sistema isolato è composto dal solo fluido mentre nelle trasformazioni 2→3 e 4→1 il sistema isolato è composto sia dal fluido che dalla sorgente. Si nota ovviamente che nelle trasformazioni 1→2 e 3→4 non c'è variazione di entropia e quindi si

tratta sicuramente di trasformazioni reversibili; per quanto riguarda, invece, la trasformazione 2→3, bisogna considerare la variazione di entropia della sorgente e del fluido, che saranno:

$$\begin{cases} \Delta s_{\text{fluido}} = \int_2^3 ds = \int_2^3 \frac{\partial Q}{T} = \frac{Q_i}{T_{\text{Max}}} \\ \Delta s_{\text{sorgente}} = -\frac{Q_i}{T_{\text{Max}}} \end{cases}$$

Complessivamente, dunque, la trasformazione 2→3 è reversibile. Un discorso analogo si potrebbe fare per la trasformazione 4→1 e arrivare quindi ad affermare che il ciclo in esame è complessivamente reversibile; è infatti noto come sia:

$$\eta_{\text{Max}} = \eta_{T_{\text{Min}} \rightarrow T_{\text{Max}}}^{\text{Carnot}} = \eta_{\text{Rev}}$$

Osservando allora come sia:

$$\begin{cases} Q_i = (s_3 - s_2)T_{\text{Max}} \\ Q_R = (s_4 - s_1)T_{\text{Min}} \end{cases}$$

il rendimento può essere espresso come segue:

$$\eta_{\text{Rev}} = 1 - \frac{Q_R}{Q_i} = 1 - \frac{\Delta s_{4 \rightarrow 1} T_{\text{Min}}}{\Delta s_{3 \rightarrow 2} T_{\text{Max}}}$$

essendo poi:

$$\Delta s_{4 \rightarrow 1} = \Delta s_{3 \rightarrow 2}$$

si ricava:

$$\eta_{\text{Rev}} = 1 - \frac{T_{\text{Min}}}{T_{\text{Max}}}$$

Il rendimento del ciclo di Carnot è il massimo rendimento ottenibile con le temperature scelte ed è tanto più alto quanto più T_{Min} è bassa e tanto più T_{Max} è alta. Si nota dunque come il rendimento del ciclo Rankine semplice nel caso di macchine ideali corrisponda con il rendimento del ciclo di Carnot. Il rendimento di un ciclo reale si discosta ovviamente dal rendimento del ciclo ideale a causa delle irreversibilità e si avrà quindi:

$$\eta_{\text{Re}} = \eta_{\text{Carnot}} - \frac{T_{\text{Min}} \sum \Delta s_{\text{irr}}}{Q_i}$$

Come si vedrà in seguito le irreversibilità maggiori sono quelle introdotte dal generatore di vapore.

Termodinamica del ciclo Rankine semplice. Cicli a surriscaldamenti ripetuti. Scambiatori di calore.

Termodinamica del ciclo Rankine semplice.

Al termine della lezione precedente era stata espressa la relazione che legava il rendimento di un ciclo reale con il rendimento di un ciclo di Carnot, che era:

$$\eta_{Re} = \eta_{Carnot} - \frac{T_{Min} \sum \Delta s_{irr}}{Q_i}$$

La variazione di entropia dovuta alle irreversibilità è ovviamente così composta:

$$\Delta s_{irr} = \Delta s_{fluido} + \Delta s_{sorgente}$$

Facendo allora riferimento allo schema di figura 1 si avrà:

$$\begin{cases} \Delta s_{fluido} = \frac{Q_i}{T_1} \\ \Delta s_{sorgente} = -\frac{Q_i}{T_{Max}} \end{cases}$$

in quanto, ovviamente, la temperatura massima è quella della sorgente che però, nella stragrande maggioranza dei casi, non coincide con la temperatura massima del fluido.

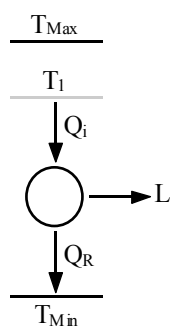


Figura 1

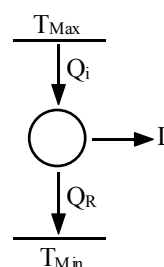


Figura 2

La variazione di entropia sarà dunque:

$$\Delta s_{irr} = Q_i \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_{Max}} \right)$$

Il calore scaricato nel caso reale sarà poi ovviamente differente dal calore scaricato nel caso ideale (ovvero il calore scaricato in una situazione come quella di figura 2); si avrà infatti:

$$\begin{cases} Q_R^{Id} = T_{Min} (s_4 - s_1) \\ Q_R^{Re} = T_{Min} (s_4^1 - s_1^1) \end{cases}$$

Tra le due situazioni si può dunque evidenziare una variazione nel calore scambiato:

$$\Delta Q_R = Q_R^{Re} - Q_R^{Id} = T_{Min} (\Delta s_4 - \Delta s_1)$$

essendo poi:

$$\begin{cases} s_4 - s_1 = s_3 - s_2 \\ s_4^1 - s_1^1 = s_3^1 - s_2^1 \end{cases}$$

si può scrivere:

$$\Delta Q_R = T_{Min} (\Delta s_3 - \Delta s_2) = T_{Min} Q_i \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_{Max}} \right) = T_{Min} \Delta s_{irr}$$

Siccome c'è dunque una variazione nel calore scambiato ci sarà anche una variazione nel lavoro prodotto, e quindi:

$$\Delta Q_R = \Delta L = L_{Id} - L_{Re}$$

Valutando il rendimento si avrà allora:

$$\eta_{Re} = \frac{L_{Id} - \Delta L}{Q_i} = \eta_{Carnot} - \frac{T_{Min} \Delta s_{irr}}{Q_i}$$

Si è così dimostrata la prima relazione vista nella presente lezione.

Cicli a surriscaldamenti ripetuti.

Fino ad ora si è esaminato il più semplice ciclo Rankine, il ciclo semplice; in realtà il ciclo semplice non viene utilizzato con grande frequenza mentre è molto più facile trovare il ciclo Rankine con il surriscaldamento che vediamo rappresentato in figura 3.

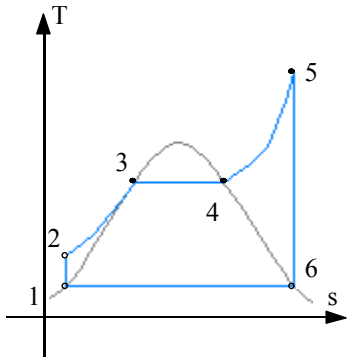


Figura 3

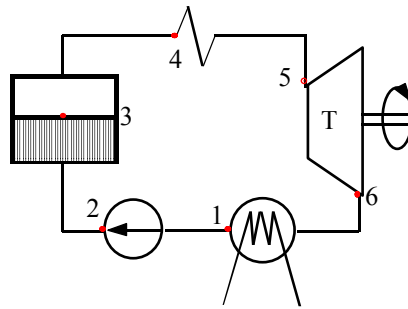


Figura 4

In figura 4 è invece mostrato il rispettivo schema di impianto; un ciclo di questo tipo viene completamente identificato dalle pressioni p_V e p_K e dalla temperatura T_{Max} ; il surriscaldamento serve per avere, alla fine dell'espansione, un titolo di vapore molto più elevato (in rapporto a quello che si ottiene nel caso di un ciclo Rankine semplice). Avere un titolo di vapore molto elevato è molto importante perché maggiore è la quantità di liquido maggiore è l'usura dei macchinari solitamente il limite inferiore oltre il quale si ha usura eccessiva è lo 0,85 per le macchine di potenza contenuta e lo 0,92 per le macchine ad alta potenza. Così come è stato fatto un surriscaldamento, se ne possono fare due; in figura 5 è mostrato un ciclo Rankine con due surriscaldamenti (detto anche ciclo con risurriscaldamento) mentre in figura 6 è riportato lo schema d'impianto corrispondente (la struttura rappresentata prende il nome di risurriscaldamento con ritorno in caldaia).

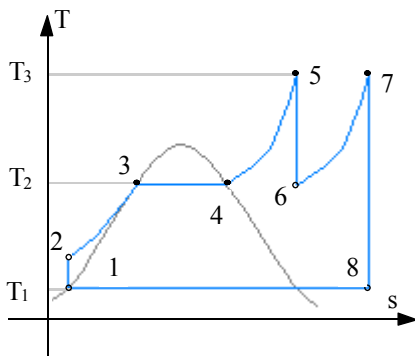


Figura 5

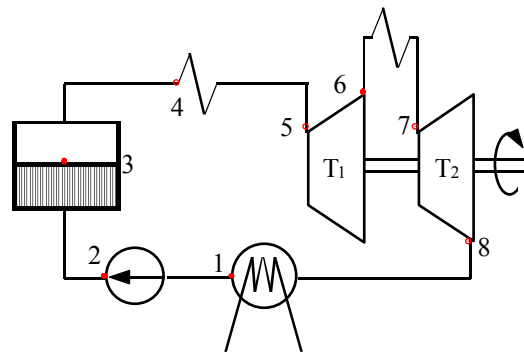


Figura 6

Oltre a modificare il titolo, il surriscaldamento (singolo o multiplo che sia) aumenta il rendimento e si ha così un rendimento maggiore rispetto a quello del ciclo di Carnot compreso tra la temperature T_1 e T_2 (ma si osservi bene che, ovviamente, il rendimento del ciclo di Carnot compreso tra le temperature T_1 e T_3 è nettamente superiore). Il risurriscaldamento mostrato in figura 6 (detto appunto risurriscaldamento con ritorno in caldaia) è molto oneroso in quanto è necessario costruire tutto il pezzo di impianto che ritorna alla caldaia; un metodo diverso e più economico per operare il risurriscaldamento è quello mostrato in figura 7 (detto risurriscaldamento col vivo o rigenerazione).

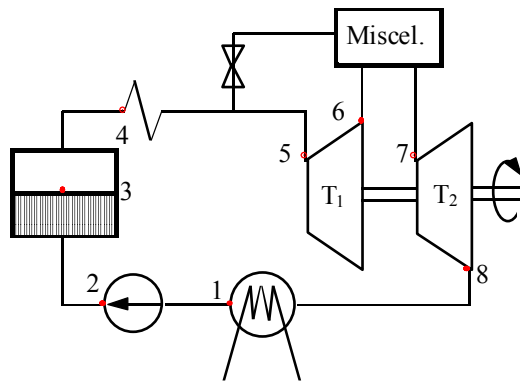


Figura 7

In questa figura si vede come, dopo il surriscaldatore, una parte x del fluido viene mandata ad un miscelatore (attraversando una valvola di laminazione che non permette il riflusso) mentre una parte $1-x$ entra nella prima turbina; all'uscita della prima turbina il fluido entra nel miscelatore, viene riscaldato dalla percentuale x del fluido e, con portata pari a quella di partenza, entra nella seconda turbina. In questo modo non si ottiene un ciclo esattamente identico a quello mostrato in figura 5 perché la temperatura del punto 7 sarebbe inferiore rispetto alla temperatura del punto 5; questa metodica è comunque la migliore perché non prevede la realizzazione del tratto di tubazione che ritorna in caldaia (la realizzazione del miscelatore è senza dubbio meno costosa).

Scambiatori di calore

Negli schemi di impianto che sono stati fino ad ora rappresentati, oltre a pompe, compressori e turbine sono apparsi gli scambiatori di calore, il cui simbolo impiantistico è quello di figura 8.

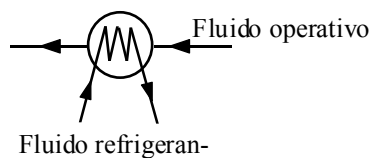


Figura 8

La portata del fluido refrigerante deve ovviamente essere molto elevata per poter smaltire tutta la potenza termica che non riesce, per esempio, ad essere tradotta in potenza elettrica; con riferimento allora ad un ciclo Rankine con surriscaldamento (come quello di figura 3) lo scambiatore si trova a cavallo dei punti 6 e 1; si dovrà avere:

$$G_V (h_6 - h_1) = m_{H_2O} c_{pH_2O} (T_H - T_C)$$

nella quale si è supposto che il liquido refrigerante non fosse altro che acqua con T_H e T_C come massima e minima temperatura (per non avere un eccessivo impatto ambientale, per esempio per non riscaldare troppo l'acqua di un fiume, il ΔT del refrigerante non deve essere troppo elevato). Anche la portata del fluido deve però essere molto elevata perché deve garantire una elevata potenza dell'impianto (solitamente il ciclo Rankine viene utilizzato per impianti di potenza) e quindi si utilizzano molto spesso turbine assiali piuttosto che turbine centrifughe.

La scelta delle turbine assiali invece che quelle centrifughe implica una serie di considerazioni piuttosto importanti: innanzitutto si osserva che le turbine assiali sono caratterizzate da pale molto più lunghe rispetto a quelle centrifughe e si arriva anche ad avere pale di un metro di altezza in turbina che hanno diametro complessivo di 4 metri. Inoltre, le grosse portate del fluido che attraversa le turbine assiali implicano anche il problema dello smaltimento della portata stessa e quindi molto spesso, invece di un unico flusso, si suddivide il fluido in più flussi.

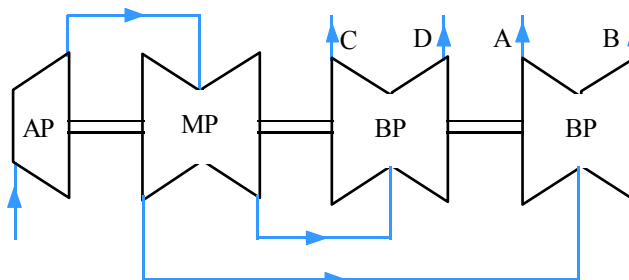


Figura 9

Infine, anche se fino ad ora si è sempre supposto che la decompressione avvenisse solo ed unicamente per mezzo di una sola turbina, nella realtà la decompressione avviene per diversi stadi; si hanno allora stadi ad alta pressione, stadi a bassa pressione e stadi a media pressione. In figura 9 si vede un tipico

caso nel quale il fluido attraversa uno stadio ad alta pressione composto da una singola turbina, uno stadio a media pressione composto da due turbine e due stadi paralleli a bassa pressione composti entrambi da due turbine.

Ritornando però più in particolare sugli scambiatori di calore, si faccia riferimento alla figura 10 nella quale è rappresentata una sezione di uno scambiatore.

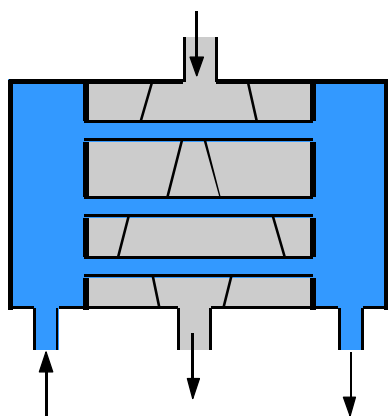


Figura 10

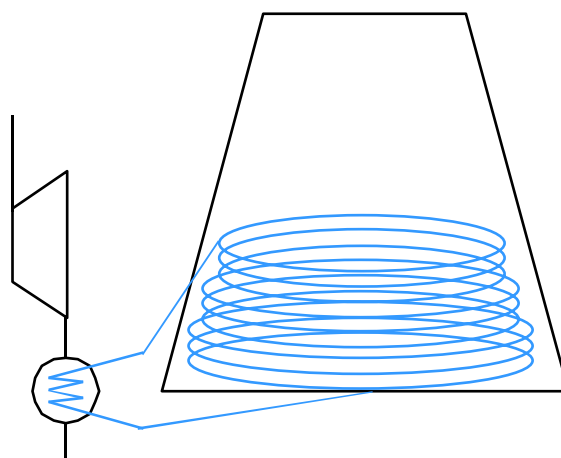


Figura 11

Si vede dunque che il fluido (perlopiù sottoforma di vapore) entra dall'alto dell'immagine in una camera nella qual viene guidato da dei setti (che gli impongono di sfruttare tutta la camera stessa e non solo la zona centrale) a lambire dei tubi che si dipartono dalla piastra tubiera che ricopre le pareti interne della camera. All'interno dei tubi scorre il liquido refrigerante. Ovviamente né il vapore, né l'acqua di raffreddamento possono essere assolutamente puri, è dunque importante sottolineare che la presenza di incondensabili rischia di formare sulle superfici dei tubi una guaina di deposito che diminuisce la capacità di raffreddamento anche in maniera vistosa; si usano allora delle macchine dette eiettori che estraggono gli incondensabili e limitano i danni da essi prodotti. L'acqua non è ovviamente l'unico fluido refrigerante che viene utilizzato; in molti impianti viene utilizzata anche l'aria: in figura 11 si vede infatti lo schema di un circuito refrigerante nel quale si utilizza inizialmente l'acqua e poi l'aria. La struttura mostrata prende il nome di torre refrigerante ad umido ed usa una quantità limitata di acqua; tali torri necessitano dunque di acqua di reintegro. Un ulteriore tipo di circuito refrigerante che sfrutta sia l'acqua che l'aria è quello mostrato in figura 12: la torre refrigerante a secco (in figura 13 è mostrata la sezione di uno degli scambiatori di calore presenti in questo tipo di circuito refrigerante).

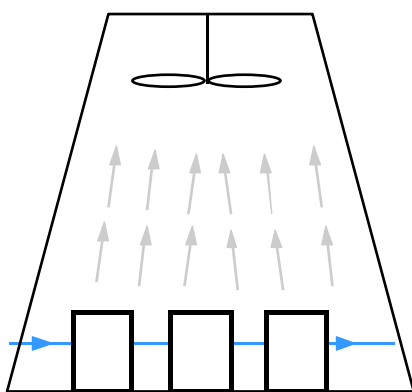


Figura 12

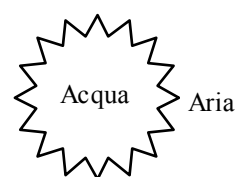


Figura 13

Nelle torri a secco, solitamente molto grosse e costose (a volte il costo della torre raggiunge il 15% del costo dell'intero impianto in quanto è persino necessario munire le torri di grossi ventilatori) non c'è la necessità, a differenza delle torri ad umido, di acqua di reintegro. Quando gli impianti sono di dimensioni più ridotte è anche possibile sfruttare l'aria come unico fluido refrigerante, risparmiando così il costoso circuito di accoppiamento tra acqua e aria. Quando il flusso viene suddiviso in più parti, come mostrato in precedenza, è possibile costruire ed utilizzare degli scambiatori di calore internamente differenziati per gestire in maniera differente il flusso che esce dalle diverse linee. Scambiatori di questo tipo, che hanno un funzionamento esplicitato dal grafico di figura 15 (le linee si riferiscono alla situazione mostrata in figura 9), sono ovviamente più costosi degli scambiatori normali (il cui funzionamento è esplicitato dal grafico di figura 14) ma permettono di aumentare il rendimento termodinamico.

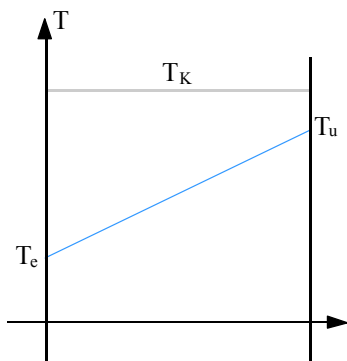


Figura 14

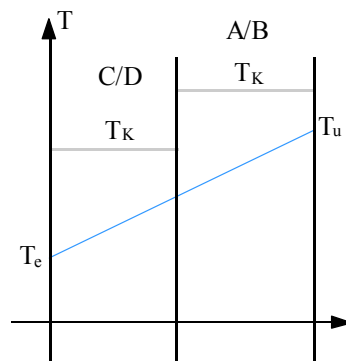


Figura 15

Variazioni nel rendimento dei cicli Rankine. Cicli Rankine rigenerativi. Criteri per la suddivisione del carico termico fra i rigeneratori.

Variazioni nel rendimento dei cicli Rankine.

In conclusione della lezione precedente si era accennato al fatto che il rendimento di un ciclo Rankine poteva essere migliorato utilizzando scambiatori di calore differenziati; in questa lezione si vedranno, inizialmente, ulteriori metodiche che permettono il miglioramento del rendimento di un ciclo Rankine. In primo luogo, facendo riferimento al grafico di figura 1, si può osservare come il rendimento di un ciclo Rankine possa ovviamente variare variando la pressione di condensazione p_K .

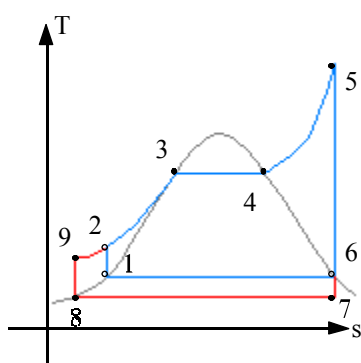


Figura 1

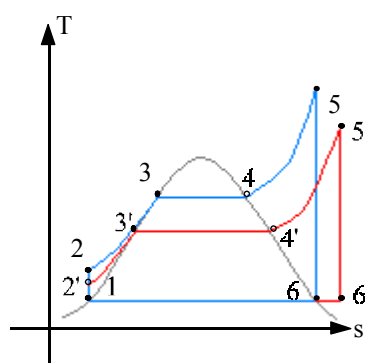


Figura 2

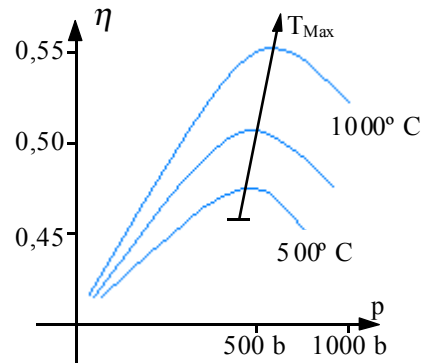


Figura 3

Appare infatti ovvio che una diminuzione della pressione di condensazione porta ad una parallela diminuzione della temperatura di condensazione T_K e quindi si assiste ad un aumento dell'area del ciclo (che in comprende ora i punti 7, 8 e 9 invece dei punti 6, 1 e 2). Essendo aumentata l'area del ciclo è aumentato il lavoro utile che ne possiamo ricavare e ci sarà quindi un lavoro aggiunto che si può esprimere nel modo seguente:

$$L_a \cong \Delta T_K \Delta s$$

Ovviamente sarà però anche presente un aumento del calore e quindi ci sarà anche un calore aggiunto esprimibile nel modo seguente:

$$Q_a = c_p \Delta T_K$$

Il rendimento del ciclo aggiunto si può allora ovviamente esprimere nel modo seguente:

$$\eta_a = \frac{L_a}{Q_a} > 1$$

Diminuire la temperatura di condensazione è dunque un modo per aumentare il rendimento; la diminuzione della temperatura T_K è però vincolata dal fatto che non è possibile scendere, per motivi già in precedenza visti, sotto un particolare valore del titolo del vapore in uscita dalla turbina (in generale attorno al 90%). Dal punto di vista operativo, per poter abbassare la temperatura di condensazione è necessario utilizzare una sorgente fredda più fredda oppure utilizzare degli scambiatori con superfici maggiori (che quindi saranno più cari) oppure ancora aumentare la portata del refrigerante. La scelta migliore si ottiene come sempre facendo un opportuno bilancio di tipo tecnico-economico.

Un altro modo per variare il rendimento del ciclo Rankine consiste nella variazione della pressione di evaporazione; si faccia dunque riferimento al grafico di figura 2. Si nota infatti che, diminuendo la pressione di evaporazione p_v si sposta il punto 6 (che solitamente è leggermente all'interno della curva di evaporazione dell'acqua) verso titoli di vapore sempre più alti fino ad eliminare completamente il problema di avere acqua in turbina; questo beneficio di carattere tecnico si paga con una evidente riduzione della superficie del ciclo e quindi del suo rendimento termodinamico. Anche per quanto riguarda la diminuzione della pressione di evaporazione esistono però dei limiti legati al fatto che, qualora, come appunto nel caso di figura 2, il punto 6' sia tutto vapore surriscaldato, si rischia di mandare allo scambiatore di calore una quantità di calore eccessiva che non potrà essere smaltita se non cambiando e rendendo più sofisticato e quindi più costoso l'intero sistema di refrigerazione.

La variazione del rendimento in funzione della pressione è mostrata nel grafico di figura 3 dal quale si può facilmente dedurre che non è assolutamente conveniente lavorare con pressioni troppo alte perché il rendimento tende a scendere nuovamente. Normalmente un ciclo Rankine funziona nelle seguenti condizioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} T \cong 550^\circ C \\ p \cong 200b \end{array} \right.$$

La variazione del rendimento in funzione della temperatura è invece rappresentata in figura 4.

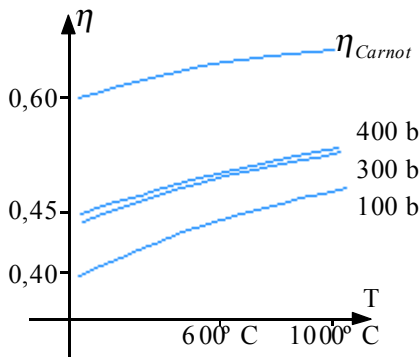


Figura 4

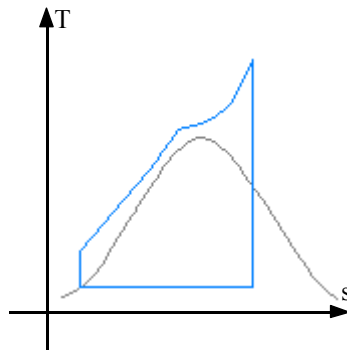


Figura 5

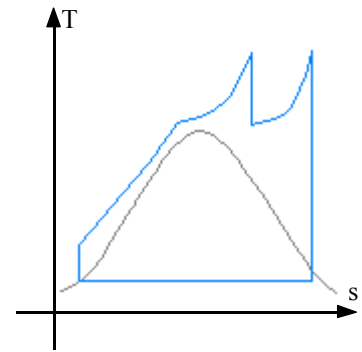


Figura 6

Quando si aumenta molto la pressione di evaporazione si ottengono cicli ipercritici come quello mostrato in figura 5 che hanno forti probabilità di presentare acqua in turbina, questi cicli sono dunque solitamente accompagnati da risurriscaldamenti in modo da ottenere cicli come quello di figura 6. I cicli ipercritici presentano ovviamente anche dei problemi di dimensionamento perché devono lavorare sempre ad altissime pressioni.

Cicli Rankine rigenerativi

Una ulteriore operazione che viene fatta sui cicli Rankine è la rigenerazione. Nel grafico di figura 7 è stata sottolineata la grande differenza che c'è tra la massima temperatura che incontriamo nell'impianto (la temperatura della sorgente calda) e la massima temperatura raggiunta dal fluido; tale gap si differenzia poi moltissimo a seconda che si faccia riferimento al riscaldamento del fluido o al risurriscaldamento del fluido.

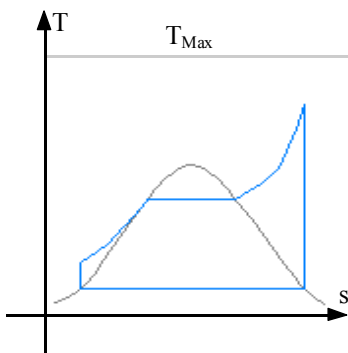


Figura 7

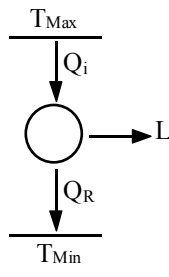


Figura 8

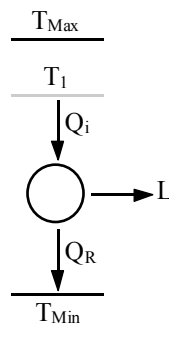


Figura 9

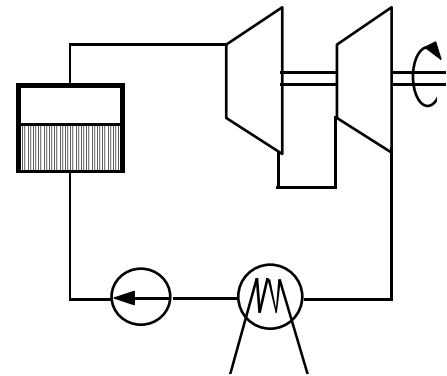


Figura 10

In funzione di quanto appena osservato appare evidente che, per valutare in maniera corretta le irreversibilità, non è possibile utilizzare lo schema classico mostrato in figura 8 ma sarà necessario uno schema un po' più complicato come quello mostrato in figura 9. Nella situazione schematizzata in quest'ultima figura il rendimento di Carnot sarà allora il seguente:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{Min}}{T_1}$$

La variazione di entropia tra il caso di figura 8 e il caso di figura 9 sarà allora:

$$\Delta s = \frac{Q_i}{T_{Max}} - \frac{Q_i}{T_1} = Q_i \left(\frac{1}{T_{Max}} - \frac{1}{T_1} \right)$$

Essendoci una variazione nell'entropia ci sarà anche, tra la situazione di figura 8 e la situazione di figura 9, una variazione del rendimento di Carnot:

$$\Delta \eta_{Carnot} = T_{Min} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_{Max}} \right)$$

e quindi il rendimento del ciclo che lavora sulla struttura di figura 9 sarà il seguente:

$$\eta = \eta_{Carnot} - T_{Min} \frac{\Delta s}{Q_i}$$

S nota allora che tanto maggiore è la variazione di entropia e tanto più piccolo sarà il rendimento; è dunque necessario minimizzare la variazione di entropia per non abbassare troppo il rendimento e quindi è opportuno far sì che le temperature T_{Max} e T_1 siano il più possibile simili tra di loro. A tale scopo si utilizza uno schema di impianto più evoluto rispetto a quello classico mostrato in figura 10 (nel quale l'espansione avviene non con una ma con due turbine in quanto, come già visto in precedenza, questa è una metodica usata molto di frequente) e che è quello mostrato in figura

11 nella quale si vede apparire un ulteriore scambiatore di calore dopo l'uscita della pompa; si parla in questo caso di operazione di spillamento (o rigenerazione).

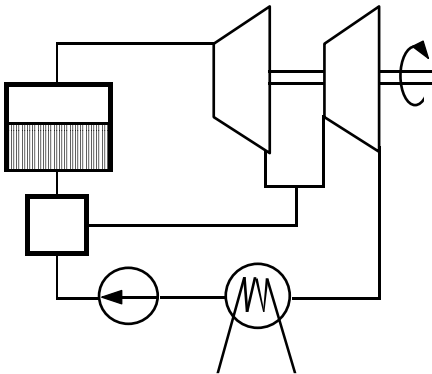


Figura 11

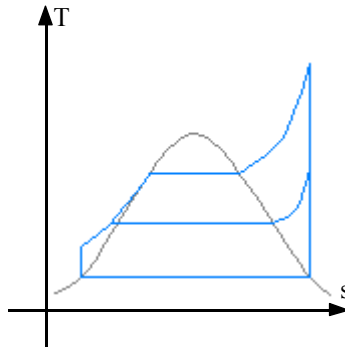


Figura 12

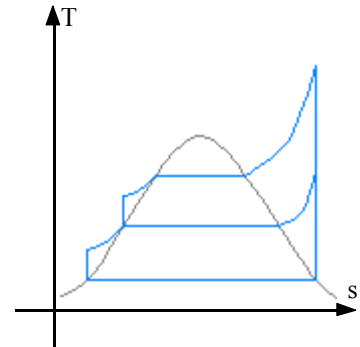


Figura 13

Il ciclo termodinamico associato ad un tale schema d'impianto è quello mostrato in figura 12. Sfruttando lo spillamento il fluido viene riscaldato a partire da una temperatura intermedia e quindi le irreversibilità dovute al riscaldamento sono inferiori. È opportuno precisare che, sulla linea che collega l'uscita dalla prima turbina al nuovo scambiatore introdotto, sono presenti tutta una serie di regolatori di pressione, infatti, se lo spillamento venisse fatto ad una pressione uguale a quella del fluido da scaldare, sarebbe possibile utilizzare un semplice scambiatore di calore a miscelamento di fluidi, siccome però la pressione in uscita dalla prima turbina è differente dall'uscita della pompa risulta indispensabile spezzare in due il percorso di compressione e quindi ottenere un ciclo come quello mostrato in figura 13. Dal ciclo di figura 14 si nota invece che gli spillamenti fatti a bassa pressione hanno il beneficio aggiuntivo di eliminare parte del liquido che sarebbe entrato in turbina.

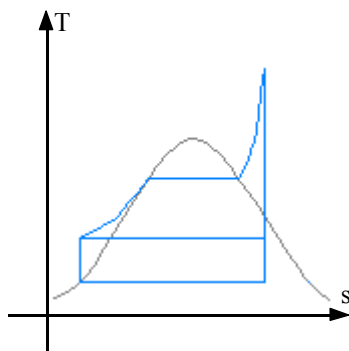


Figura 14

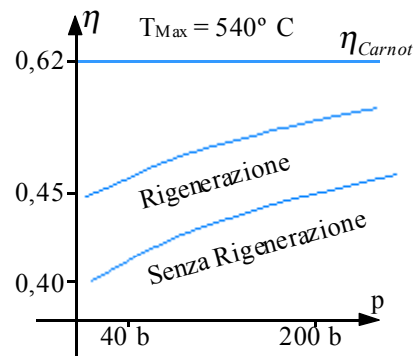


Figura 15

In figura 15 si vede infine come varia il rendimento a seconda che si utilizzi la rigenerazione o meno. Ovviamente è possibile realizzare più di uno spillamento e il numero di spillamenti da realizzare si ottiene tramite il solito processo di ottimizzazione tecnico-economica-termodinamica (l'aspetto termodinamico consiste, come abbiamo già detto, nel minimizzare l'entropia prodotta).

Criteri per la suddivisione del carico termico fra i rigeneratori.

Fissata la configurazione generale del ciclo e il numero dei rigeneratori si presenta il problema di determinare la temperatura ottima di fine rigenerazione; tale temperatura si ottiene con un processo di minimizzazione dell'entropia prodotta. Con riferimento al grafico di figura 16 si ha che la produzione di entropia nell'economizzatore in cui l'acqua di alimento entra a temperatura T_2 e da cui esce a temperatura T_3 è la differenza tra l'aumento di entropia dell'acqua e la diminuzione dell'entropia della sorgente e quindi sarà:

$$\Delta s_1 = s_3 - s_2 + \frac{h_3 - h_2}{T_{Max}}$$

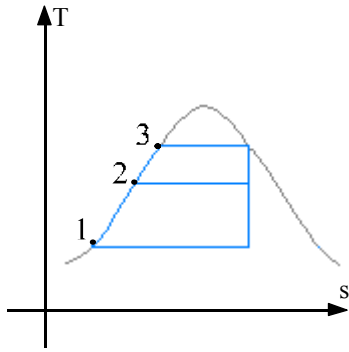


Figura 16

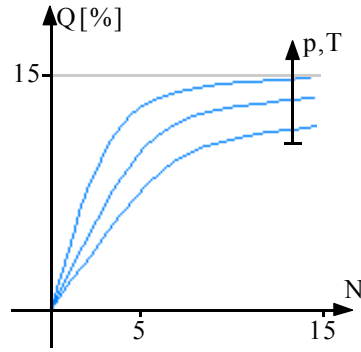


Figura 17

Similmente la produzione di entropia all'interno del generatore vale:

$$\Delta s_2 = s_2 - s_1 + \frac{h_2 - h_1}{T_2}$$

Complessivamente, ovviamente, si avrà:

$$\Delta s_{Tot} = \Delta s_1 + \Delta s_2$$

Per capire quale sia la temperatura T_2 alla quale spillare occorre derivare rispetto a T_2 l'ultima relazione scritta e quindi annullare la derivata ottenuta; in questo caso semplice si otterrà:

$$T_2 = \sqrt{T_1 T_3}$$

In figura 17 è, in conclusione, mostrata la percentuale di calore risparmiata in funzione del numero N di spillamenti; come si vede, dopo 5 o 6 spillamenti il risparmio non varia più di molto e questo è quindi (dal punto di vista termodinamico) il numero massimo di spillamenti che conviene fare.

Grado di reazione nelle turbine a vapore. Rapporto caratteristico di funzionamento. Rendimento di uno stadio di turbina.

Grado di reazione nelle turbine a vapore.

Una turbina è generalmente formata da più stadi disposti in serie; La variazione di energia entalpica in energia cinetica, destinata a produrre lavoro sulla girante, in un singolo stadio, può avvenire totalmente nel distributore oppure completarsi nella girante stessa. Battezzando dunque, come al solito, 0, 1 e 2 le superfici che si trovano, rispettivamente, all'ingresso del distributore, all'ingresso e all'uscita dalla girante, è possibile fare riferimento al grafico sul diagramma (h,s) mostrato in figura 1.

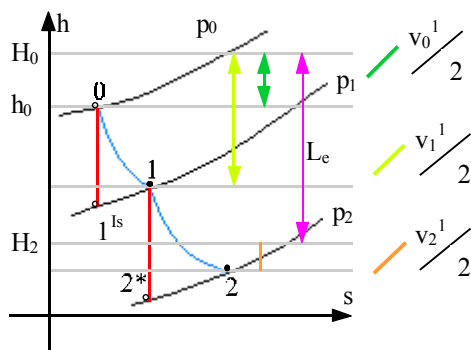


Figura 1

Per quanto riguarda la trasformazione reale subita dal fluido che attraversa il distributore si avrà:

$$H_0 = H_1$$

Ovviamente non cambierebbe assolutamente niente se si considerasse una trasformazione ideale in quanto, come più volte già segnalato, utilizzando la trasformazione reale o quella ideale non cambia il contenuto energetico del fluido mentre cambia la pressione totale (in quanto cambia il contributo cinetico che si aggiunge alla pressione per ottenere la pressione totale) Tra il punto 1 e il punto 2 vale invece la seguente relazione:

$$L_e = H_1 - H_2$$

Combinando le due relazioni scritte appare evidente come sia anche possibile scrivere.

$$L_e = H_0 - H_2 \quad (1)$$

Dalla definizione di grado di reazione (che esprime quale percentuale del lavoro viene fatto dalla girante) si deduce che:

$$\chi = \frac{h_1 - h_2}{H_0 - h_2} \quad (2)$$

Un secondo modo per esprimere il grado di reazione potrebbe essere il seguente:

$$\chi = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2} \quad (3)$$

La definizione espressa dalla relazione (2) è preferibile, nell'ambito dell'analisi di un singolo stadio di espansione, a quella espressa dalla relazione (3) in quanto è sufficiente conoscere solamente i triangoli delle velocità a monte e a valle della girante; nel caso della seconda definizione, è necessario conoscere anche le velocità a monte del diffusore; esplicitando i Δh , infatti, le due ultime espressioni scritte assumono la seguente forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} \chi = \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{v_1^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2} \\ \chi = \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{v_1^2 - v_0^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2} \end{array} \right.$$

e si nota quindi che, nella seconda espressione appare la velocità v_0 , che non sempre è nota quando ci si riferisce ad un singolo stadio. Se quindi si utilizza la prima forma del grado di reazione si riesce effettivamente a far riferimento ad un unico stadio mentre utilizzando la seconda espressione si deve tener conto anche di quello che c'è prima. Il grado di reazione assoluto viene invece definito nel modo seguente:

$$\chi_{ass} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{v_1^2 + w_2^2 - w_1^2}$$

Rapporto caratteristico di funzionamento.

Un'altra grandezza molto significativa nell'ambito della descrizione del comportamento di un singolo stadio è il rapporto caratteristico della palettatura: questo non è altro che il rapporto tra la velocità u e la velocità v_1 (ed è quindi adimensionale). Tornando allora alla definizione di grado di reazione data dall'espressione (2) e notando come sia:

$$h_1 = H_1 - \frac{v_1^2}{2}$$

ovvero anche, per quanto chiarito in precedenza:

$$h_1 = H_0 - \frac{v_1^2}{2}$$

Combinando dunque quest'ultima espressione con la relazione (2) si ottiene:

$$\chi = \frac{H_0 - h_2 - \frac{v_1^2}{2}}{H_0 - h_2} = 1 - \frac{v_1^2}{2(H_0 - h_2)}$$

Siccome la differenza tra H_0 ed h_2 è il salto entalpico totale, l'ultima relazione assume la seguente forma:

$$\chi = 1 - \frac{v_1^2}{2\Delta h_{Tot}}$$

dalla quale si ricava:

$$\Delta h_{Tot} = \frac{v_1^2}{2(1 - \chi)}$$

Moltiplicando e dividendo il secondo membro per il quadrato della velocità u si ottiene:

$$\Delta h_{tot} = \frac{1}{2} \cdot \frac{u^2}{\left(1 - \chi\right) \left(\frac{u}{v_1}\right)^2}$$

Se si è allora in possesso del rapporto caratteristico, del grado di reazione e della velocità u , è possibile risalire al salto entalpico totale; se invece si conosce il salto entalpico totale, il grado di reazione e il rapporto caratteristico si può risalire alla velocità u (che significa riuscire a dimensionare la macchina).

Rendimento di uno stadio di turbina.

La definizione generale del rendimento di una macchina è ovviamente il rapporto tra il lavoro utile e il lavoro ottenibile da una macchina ideale; anche per quanto riguarda un singolo stadio si avrà allora:

$$\eta_{Stadio} = \frac{L_e}{L_{Max}}$$

Il lavoro utile L_e sarà ovviamente quello espresso dalla relazione (1) mentre il lavoro ottenibile da una macchina ideale si ottiene, facendo riferimento al grafico di figura 2, osservando che bisogna considerare l'energia cinetica di scarico come non facente parte del salto sfruttato in quanto si pensa di recuperarla in una successiva espansione, il cui livello energetico iniziale sarà appunto incrementato da tale energia cinetica.

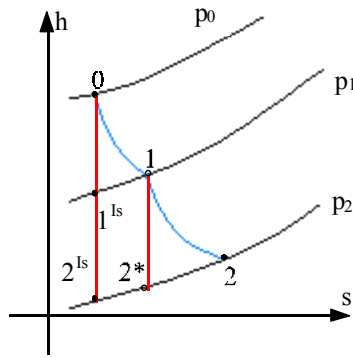


Figura 2

Si introduce dunque un coefficiente ϕ_E di recupero dell'energia cinetica definito come il rapporto tra l'energia cinetica recuperata e l'energia cinetica di scarico. L'introduzione di tale coefficiente permette di esprimere il lavoro della macchina ideale nel modo seguente:

$$L_{Max} = H_0 - h_2^{Is} - \phi_E \frac{v_2^2}{2}$$

e quindi il rendimento del singolo stadio diventa:

$$\eta_{Stadio} = \frac{H_0 - H_2}{H_0 - \left(h_2^{Is} + \phi_E \frac{v_2^2}{2} \right)}$$