



Le Macchine a Fluido

Tutor Ing. Leonardo Vita

Introduzione

Si può definire macchina, in senso lato, un qualsiasi convertitore di energia cioè, in generale, una scatola chiusa in cui entra e da cui esce solo energia. In particolare una macchina è un complesso meccanico di organi fissi e mobili che si scambiano reciprocamente delle forze. Perché ciò possa avvenire è necessario fornire alla macchina stessa dell'energia che, per il principio di conservazione dell'energia, in uguale quantità dovrà uscire sotto diversa forma. Si può allora operare una prima classificazione delle macchine che verranno distinte in *operatrici* (convertono l'energia meccanica in energia potenziale di un fluido) oppure *motrici* (convertono l'energia potenziale posseduta da un fluido in energia meccanica) intendendo l'**energia** potenziale in senso lato, potendo quindi anche essere energia cinetica o qualsiasi forma di energia che le particelle del fluido possiedono e che può convertirsi in energia utile. Un'altra classificazione può essere fatta secondo il modo in cui l'energia viene trasformata in lavoro meccanico o viceversa: si avranno allora *turbomacchine* (sono in pratica costituite da un condotto attraversato con continuità dal fluido evolvente di cui si sfrutta la variazione di quantità di moto) che sono a loro volta suddivise in *assiali* o *radiali* a seconda di come il fluido le attraversa; *macchine volumetriche* (dove vengono elaborati volumi finiti di fluido, la portata è pulsante e sono, quindi, necessarie una fase di immissione ed una di scarico), che possono ulteriormente suddividersi in *macchine alternative* (in cui la pressione di un fluido agisce sulla parete mobile della macchina dotata di moto di va e vieni), *macchine rotative* (in cui la pressione di un fluido agisce su pareti mobili che ruotano intorno ad un asse).

La turbomacchina è formata da una serie successiva di elementi detti "stadi" dove il singolo stadio è costituito da uno *statore* e da un *rotore*. Nelle macchine motrici il fluido, nel suo percorso, incontra prima lo statore e poi il rotore. Nelle macchine operatrici il fluido incontra prima il rotore e poi lo statore. Nello statore delle macchine motrici si ha la conversione dell'energia potenziale in energia cinetica, mentre in quello delle macchine operatrici si ha la conversione dell'energia cinetica in energia potenziale. Nel rotore delle macchine motrici si ha la conversione dell'energia cinetica in energia meccanica, mentre in quello delle macchine operatrici si ha la conversione dell'energia meccanica in energia cinetica.

Riassumendo si può schematizzare la classificazione delle macchine secondo 5 criteri distintivi:

1° criterio: basandosi sul senso dello scambio energetico, si dividono in



2° criterio: basandosi sulla caratteristica fisica del fluido evolvente



3° criterio: basandosi sul moto degli organi che scambiano l'energia (stantuffo di un compressore alternativo, palettatura di una turbina assiale, ecc.)



4° criterio: basandosi sull'andamento nel tempo del flusso del fluido



5° criterio: basandosi sul tipo di traiettoria del fluido evolvente (cioè del percorso all'interno della macchina), le sole macchine dinamiche si possono dividere in

assiali

radiali

È opportuno precisare che il 5° criterio si basa sulla componente fondamentale della velocità del fluido.

Principi teorici

Quantità di moto: è il prodotto della massa di un corpo e la velocità del baricentro del corpo stesso

$$Q = mV_g$$

Momento della quantità di moto: è il prodotto del momento di inerzia del sistema rispetto ad un asse e la velocità angolare intorno a tale asse

$$K = I\omega$$

Teorema della quantità di moto: la derivata rispetto al tempo della quantità di moto è uguale ad ogni istante alla risultante delle forze esterne

$$\frac{dQ}{dt} = R$$

Teorema del momento della quantità di moto: la derivata rispetto al tempo del momento della quantità di moto è uguale ad ogni istante alla risultante dei momenti esterni

$$\frac{dK}{dt} = M$$

Lavoro elementare: prodotto della forza per la proiezione dello spostamento ds lungo la direzione della forza stessa; il prodotto del momento per la rotazione $d\theta$ intorno all'asse del momento

Potenza: è il rapporto tra il lavoro ed il tempo in cui esso è stato ottenuto

$$N = dL/dt \text{ per cui } N = Fv \text{ e } N = M\omega$$

Rendimento meccanico: è il rapporto tra la potenza in uscita e quella in ingresso

$$\eta_m = N_u / N_e$$

Principio di meccanica dei fluidi e termodinamica

Nella trattazione che segue si terrà conto del solo caso di moto permanente. Si consideri un volume τ di riferimento, racchiuso da una superficie σ , all'interno di un fluido. L'equazione di continuità stabilisce che la portata in massa del fluido che esce dalla superficie di controllo eguaglia quella entrante. Esprimendo con $d\sigma$ una porzione della superficie σ , con V_n la componente di velocità del

fluido normale alla porzione di area considerata e con ρ la densità del fluido, la definizione data si esprime con la relazione:

$$\int_{\sigma} V_n \rho d\sigma = 0.$$

Si consideri un condotto con superfici laterali impermeabili al passaggio del fluido e sezioni di ingresso ed uscita definite da A_1 e A_2 . La velocità V sia parallela al vettore normale alla sezione sia di ingresso che di uscita. In questo caso la relazione precedente diviene:

$$\rho V_2 \int_{A_2} dA_2 - \rho V_1 \int_{A_1} dA_1 = 0$$

da cui:

$$\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2,$$

il che vuole dire che in caso di moto stazionario la portata è costante in ciascuna delle sezioni del volume di controllo. Se il fluido è incomprimibile la densità è costante e quindi:

$$A_1 V_1 = A_2 V_2.$$

Questo vuole dire che per un fluido incomprimibile ed in moto stazionario ad un restringimento od allargamento della sezione corrisponde una variazione della velocità inversamente proporzionale.

Teorema della quantità di moto: si consideri ancora il volume τ racchiuso dalla superficie σ . Elaborando l'espressione del teorema della quantità di moto, applicato ad un sistema prefissato in movimento, si perviene ad un sistema equivalente applicato alla superficie fissa σ , nella quale appare che la risultante delle forze F_s agenti sulla superficie e delle forze di campo F_c (gravitazionale, elettrostatico...) è uguale alla somma vettoriale della quantità di moto del fluido entrante ed uscente dalla superficie di controllo:

$$\vec{F}_s + \vec{F}_c = \int_{\sigma} V_n \vec{V} \rho d\sigma$$

Quando la viscosità del fluido può essere considerata trascurabile le forze tangenziali sulla superficie sono nulle. La forza agente sull'areola $d\sigma$ è in questo caso dovuta alla sola pressione p del fluido e risulta normale ad essa, cioè, parallela al vettore unitario \mathbf{n} perpendicolare a $d\sigma$. È quindi:

$$F_s = \int_{\sigma} p \vec{n} d\sigma$$

L'equazione di continuità ed il teorema della quantità di moto trovano larga applicazione in tutti i campi relativi alle macchine.

Richiami di termodinamica tecnica

Il primo concetto da introdurre è quello di *sistema*, ovvero una determinata massa di fluido, liquido od aeriforme, contenuto in un volume di controllo fisso o mobile delimitato da una superficie di controllo. Di contro l'*esterno del sistema* è tutto ciò che non è contenuto nel volume di controllo e che dialoga con esso mediante scambi di energia generalmente di tipo termico (calore) e/o meccanico (lavoro). I fluidi impiegati nelle macchine sono vapore d'acqua, gas, aria, o liquidi (acqua); questi fluidi appartengono alla classe dei *fluidi termodinamici*, ovvero quei fluidi la cui equazione di stato presenta tre variabili di stato ed il fluido possiede due gradi di libertà termodinamica. La scelta di queste tre variabili di stato è libera (*es.* pressione, temperatura e densità).

Primo principio della termodinamica. Considerando una superficie chiusa (fisica o matematica) contenente una certa quantità di fluido (ad *es.* l'unità di massa), in termini differenziali si può scrivere

$$dQ + d\mathcal{L} = du \quad (1)$$

trascurando eventuali variazioni di energia potenziale e cinetica del sistema, altrimenti

$$dQ + d\mathcal{L} = du + dE_{pot} + dE_{cin} \quad (2)$$

dove

$dE_{pot} = g dz$ è la variazione di quota del fluido calcolata rispetto ad un asse orientato verso l'alto;

$dE_{cin} = d\left(\frac{c^2}{2}\right) = c dc$ è l'energia cinetica posseduta dal fluido;

dQ è la quantità elementare di calore che l'unità di massa scambia con l'*esterno* (effettivamente);

$d\mathcal{L}$ è il **lavoro termodinamico** che l'unità di massa scambia con l'*esterno*;

du è la corrispondente variazione di **energia interna** del sistema.

Gli scambi energetici avvengono tutti nel medesimo intervallo di tempo dt .

La convenzione attuale prevede che le energie (calore e lavoro) siano intese positive se "entranti" nel sistema e negative se "uscenti" (ricordiamo che questa convenzione è opposta a quella adottata nella Termodinamica classica). Con la (1) si afferma che sia il calore sia il lavoro ricevuto dal fluido arricchiscono il "contenuto energetico" che prende il nome di **energia interna**. In ogni stato termodinamico il fluido possiede una sua **energia interna** dovuta ai movimenti di traslazione, rotazione e vibrazione molecolari, che si annulla soltanto allo zero assoluto di temperatura. In ogni processo termodinamico all'**energia interna** del fluido si aggiunge (o se ne sottrae) un importo pari alle quantità di calore o lavoro ad esso fornite (o da esso sottratte).

L'**energia interna** del fluido, che non sia sede di reazione chimica, non può che essere valutata in base allo stato termodinamico del fluido stesso; essa è dunque una "funzione di stato", dato che le sue variazioni dipendono esclusivamente dagli *stati iniziale e finale* del fluido.

L'**energia interna** è un'importante equazione di stato e, se il fluido è termodinamico (2 soli gradi di libertà) si può scrivere

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_V dT + \left(\frac{\partial u}{\partial V}\right)_T dV \quad (3)$$

che rappresenta la scelta più conveniente delle variabili indipendenti utili a definire l'**energia interna**; si supponga di avere un fluido OMOGENEO. Nella (2) il termine du esaurisce quanto effettivamente esprime in simboli (ovvero la (2) è veramente generale) a patto che in seno al fluido non avvenga una trasformazione chimica in quanto, in questo caso, du non esprimerebbe più la variazione della sola **energia interna termodinamica**. In questi casi, a rigore, dovremmo sostituirla con la variazione di **energia interna totale** (du_t), che ha l'espressione seguente

$$du_t = du_{term} + du_{chim} \quad (4)$$

dove du_{term} è il precedente du e la (4) si può sviluppare in funzione dei tre parametri (T, n, ξ)

$$du_t = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_{V, \xi} dT + \left(\frac{\partial u}{\partial V}\right)_{T, \xi} dV + \left(\frac{\partial u}{\partial \xi}\right)_{V, T} d\xi \quad (5)$$

dove ξ è il grado di avanzamento della reazione chimica (variabile da 0 ad 1).

Quando ξ passa da 0 ad 1, ovvero mentre la reazione chimica progredisce, il fluido non si può definire *termodinamico* perché dipende da tre variabili; nel momento in cui la reazione chimica si completa, si torna ad avere un fluido *termodinamico* che non è più, tuttavia, quello iniziale.

Un caso particolare delle trasformazioni termodinamiche è quello delle *trasformazioni reversibili*. In una trasformazione reversibile il lavoro termodinamico è

$$d\mathcal{L} = dL_{rev} = -pdv = -pd\left(\frac{1}{\rho}\right)$$

dove ρ è la massa specifica. Si ricorda che per l'espansione vale il segno - (*meno*).

Se il sistema è chiuso, cioè privo di scambi di massa con l'*esterno*, si possono trascurare sia la variazione di energia cinetica che potenziale. Per una *trasformazione irreversibile* si deve scrivere

$$d\mathcal{L} = -pdv + (dQ_i)_I$$

dove con $(dQ_i)_I > 0$ si indica il calore d'**irreversibilità** di 1a specie. Le irreversibilità possono essere di due tipi, di *prima* o di *seconda specie*

$$dQ_i = (dQ_i)_I + (dQ_i)_{II}$$

dove le irreversibilità di *prima specie* sono dovute principalmente alla presenza di attriti che si verificano in seno al fluido e tra il fluido e l'*esterno*; mentre quelle di *seconda specie* sono dovute solo alla presenza di una reazione chimica e risulteranno $(dQ_i)_{II} > 0$ per una reazione esotermica mentre $(dQ_i)_{II} < 0$ per una reazione endotermica.

Il $(dQ_i)_I$ figura direttamente nel bilancio energetico dell'**energia meccanica** dove

$$d\mathcal{L} = -pdv + (dQ_i)_I$$

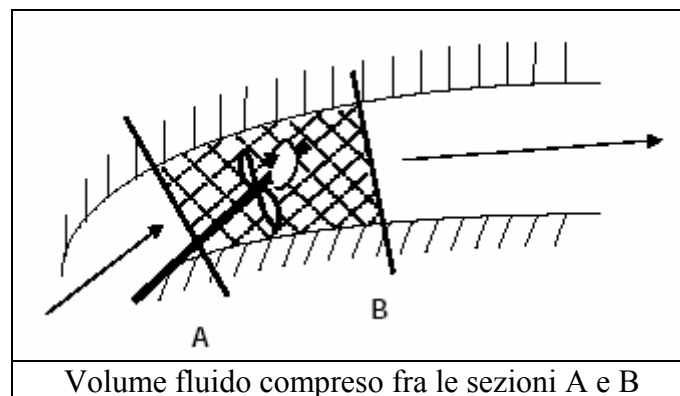
Il $(dQ_i)_{II}$ influisce, invece, sui bilanci termici e può, infine, esprimersi come

$$(dQ_i)_{II} = -\left(\frac{\partial u_t}{\partial \xi}\right)_{T,V} d\xi$$

La distinzione tra i due tipi di calori d'irreversibilità è fondamentale. Parlando di attrito non si intende soltanto quello tra il fluido e le superfici di contatto (rugosità delle pareti) ma anche quello che si sviluppa tra le particelle stesse del fluido (attrito interno del fluido, viscosità, ovvero dissipazione di energia nel moto relativo dei vari filetti fluidi a contatto l'uno con l'altro).

Nel campo delle macchine e degli impianti che le utilizzano, le equazioni (1) o (2) sono utili ogniqualvolta si abbia a che fare con un *sistema chiuso* ovvero senza ricambio di massa.

Spesso si fa riferimento a *sistemi aperti*, ovvero, a sistemi delimitati, come quello di un fluido che scorre all'interno di un condotto e che viene in contatto con una superficie mobile, un'elica, dalla quale si ottiene od alla quale si cede **energia meccanica**.



Quando questo sistema ha un flusso a regime per le portate in massa vale la $\dot{m}_A = \dot{m}_B = \text{cost}$.

Consideriamo due sezioni (piane o non) A e B; in un certo istante il volume fluido compreso tra A e B costituisce il sistema cui si riferisce lo studio. Di regola, i termini dE_{pot} e dE_{cin} non sono

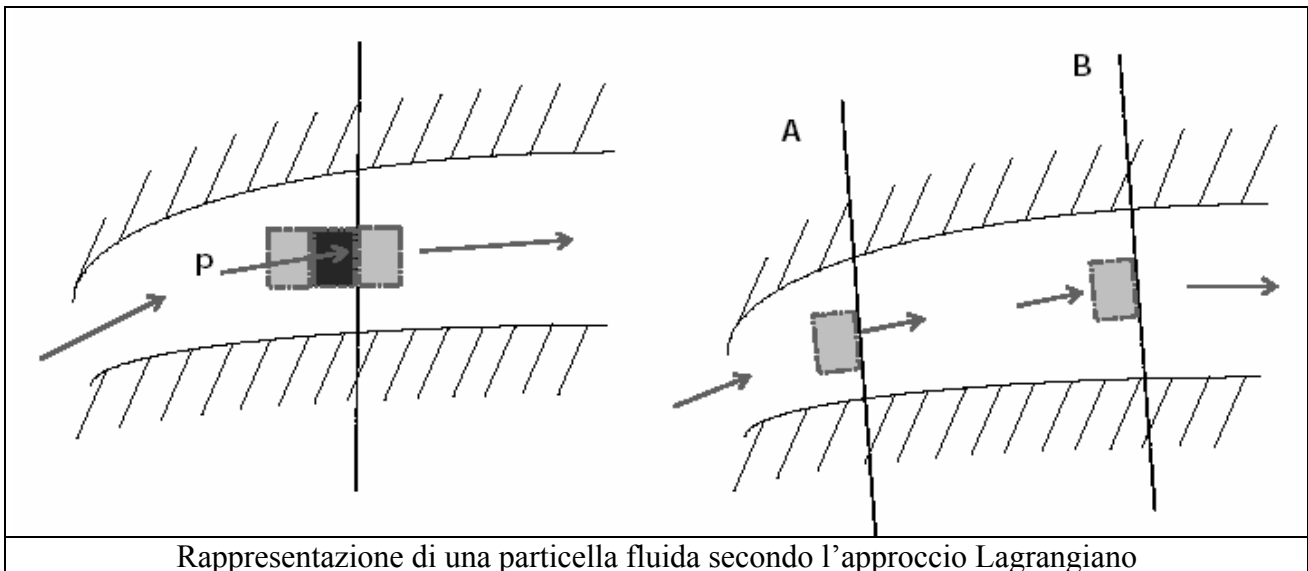
trascurabili quindi per quanto concerne la trasmissione di calore verso l'*esterno* o l'*interno* attraverso le pareti, si può utilizzare la (2).

Il lavoro termodinamico è sempre $d\mathcal{L}$ ma occorre operare una distinzione, infatti il lavoro termodinamico \mathcal{L} globalmente scambiato, tra A e B, dal fluido, deve scriversi

$$\mathcal{L} = L + (L_A^* - L_B^*) \quad (6)$$

dove \mathcal{L} è ancora il lavoro termodinamico, L è il *lavoro tecnico* (es. lavoro misurato sull'albero dell'elica) mentre L_A^* è il *lavoro di pulsione* all'ingresso e L_B^* è quello all'uscita della sezione. In definitiva, la (2) è ancora valida purché si tenga conto dell'espressione (6); la (2) non è dunque conveniente qualora ciò che interessi sia il *lavoro tecnico*, mentre il problema non si pone in un *sistema chiuso* dove il lavoro è esclusivamente termodinamico.

Il *lavoro tecnico* è il lavoro effettivamente scambiato tra il fluido e la superficie mobile; quindi, per un *sistema aperto* si utilizza la (2) con la correzione della (6), per un *sistema chiuso* solamente la (2). Per poter determinare il "*lavoro di pulsione*" risulta utile adottare il "*punto di vista Lagrangiano*" che impone di seguire il fluido nelle successive posizioni e le proprietà rilevate si riferiscono ad una "stessa particella fluida"; ricordiamo che esiste, poi, un "*punto di vista Euleriano*" che fissa l'attenzione su un volume di controllo all'interno del quale si ha un continuo ricambio di fluido.



Si consideri un elemento fluido (di sezione dA e spessore dx , elemento cilindrico) appartenente ad una sezione del condotto o, meglio, che attraversa questa sezione durante il moto del fluido; la forza esplicita dall'elemento fluido che lo precede e che esso, a sua volta, esercita su quello che lo segue è $p dA$ ed il *lavoro* conseguente sarà $p dA \times dx$. La massa dell'elementino fluido è

$$dm = \rho dA dx$$

ed il *lavoro per unità di massa* è

$$\frac{\text{lavoro}}{\text{massa}} = \frac{p dA \cdot dx}{\rho dA \cdot dx} = \frac{p}{\rho} = p v$$

dove v è il volume specifico, cioè l'inverso della densità locale ρ .

Nell'attraversamento del condotto da A a B, il lavoro globale di pulsione sarà dato dalla differenza tra il lavoro di pulsione d'uscita e quello d'ingresso (si tratta di una somma algebrica, ricordando la convenzione sui segni del lavoro, **positivo** se *entra* nel sistema e **negativo** se *esce*)

$$dL^* = -d\left(\frac{p}{\rho}\right) \text{ LAVORO DI PULSIONE}$$

da cui

$$L_{AB}^* = - \left(\frac{P_B}{\rho_B} - \frac{P_A}{\rho_A} \right) = \frac{P_A}{\rho_A} - \frac{P_B}{\rho_B}$$

A questo punto si può ottenere, a partire dalla (1), l'equazione che viene utilizzata quando si descrivono i **sistemi aperti**

$$dQ + d\mathcal{L} = du + dE_{pot} + dE_{cin}$$

e, dato che $d\mathcal{L} = dL - d\left(\frac{p}{\rho}\right)$ la precedente diventa

$$dQ + dL - d\left(\frac{p}{\rho}\right) = du + dE_{pot} + dE_{cin}$$

dove, definendo l'entalpia come

$$dh = du + d\left(\frac{p}{\rho}\right)$$

si può scrivere

$$dQ + dL = dh + dE_{pot} + dE_{cin}$$

La funzione di stato **entalpia**, trascurando i due termini dell'*energia potenziale* e di quella *cinetica*

$$dE_{pot} + dE_{cin} \cong 0$$

per un *sistema aperto* si esprime come

$$dh = dQ + dL$$

significando che il **calore effettivamente scambiato** dal fluido più il **lavoro tecnico** conferito vanno ad incrementarne il contenuto entalpico. In definitiva, l'**entalpia** misura il totale scambio di energia tra il *sistema aperto* e l'**esterno**; nel caso di un *sistema chiuso* è più utile fare ricorso alla *funzione di stato energia interna*.

Fluido incompressibile: si definisce incompressibile un fluido la cui densità non varia. Nella pratica i liquidi sono assimilabili a fluidi incompressibili in quasi tutti i campi di applicazione.

Il primo principio della termodinamica, per un fluido incompressibile, che non scambi calore e lavoro con l'esterno e sia assoggettato a forze di campo unicamente gravitazionale, dà luogo al *teorema di Bernoulli* secondo cui, in un processo privo di azioni dissipative, sussiste la seguente condizione:

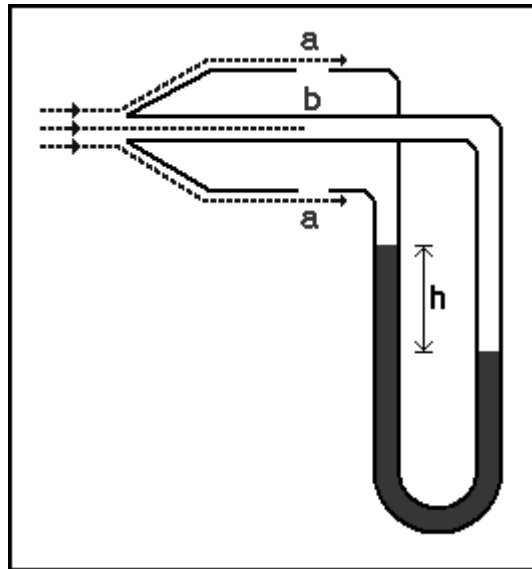
$$\begin{aligned} d\mathcal{L} + dL^* + d\mathcal{Q} &= d\mathcal{U} + dE_{cin} + dE_{pot} \\ -\frac{dp}{\rho} &= \frac{dc^2}{2} + gdz \quad \rightarrow \quad \frac{dc^2}{2} + gdz + \frac{dp}{\rho} = 0 \\ \text{da cui } \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + zg &= \text{cost.} \end{aligned}$$

Dove il primo termine rappresenta l'energia associata alla pressione del fluido, il secondo l'energia cinetica del fluido ed il terzo l'energia potenziale del campo gravitazionale. Applicando l'eq. di Bernoulli ad un caso statico si perviene alla cosiddetta *legge di Stovino*:

$$\frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + gz_2 .$$

Si definisce inoltre $\frac{p}{\rho} + gz$ *pressione statica*, mentre il termine $\frac{1}{2}\rho c^2$ *pressione dinamica*.

Un uso pratico della precedente relazione consiste nel calcolare la velocità di un fluido mediante flussometri. Il *tubo di Pitot* ne è un esempio. Le aperture sono parallele alla direzione del flusso e abbastanza lontane dall'imboccatura del tubo in modo che velocità e pressione del fluido nelle loro vicinanze non risentano della presenza del tubo stesso.



Tubo di Pitot

Nel ramo sinistro del manometro connesso alle aperture si trova la pressione statica della corrente gassosa, che indicheremo con p_a , mentre l'imboccatura del ramo destro è ad angolo retto rispetto al moto della corrente gassosa, per cui in esso si rileva la pressione di arresto totale p_b (indicando con b il punto in cui è nulla la velocità del fluido).

Applicando l'equazione di Bernoulli ai punti a e b si ottiene:

$$\frac{p_a}{\rho} + \frac{1}{2}c_a^2 = \frac{p_b}{\rho}$$

Considerando il liquido monometrico si la medesima equazione fornisce:

$$\frac{p_a}{\rho'} + gh = \frac{p_b}{\rho'} .$$

Confrontando le due espressioni si ricava il valore della velocità del fluido:

$$\frac{1}{2}\rho c_a^2 = \rho' gh \rightarrow c_a = \sqrt{\frac{2\rho' gh}{\rho}} .$$

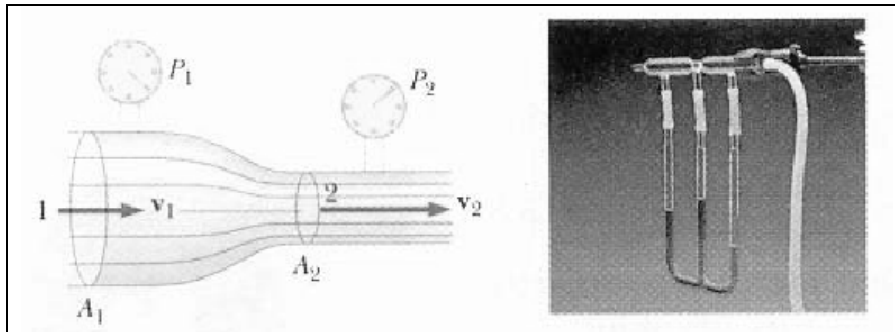
Altro esempio di flussometro è il tubo di Venturi. Il principio di funzionamento sfrutta anche in questo caso la relazione di Bernoulli. Un tubo orizzontale a sezione variabile in cui fluisce un fluido incompressibile è detto tubo di Venturi. Se sono note le pressioni nel tratto di sezioni A_1 ed A_2 , si possono ricavare le velocità.

Applicando il teorema di Bernoulli:

$$\frac{p_1}{\rho} + gz_1 + \frac{1}{2}c_1^2 = \frac{p_2}{\rho} + gz_2 + \frac{1}{2}c_2^2 ,$$

dall'equazione di continuità si ha inoltre $c_1 = \frac{A_2}{A_1} c_2$ che sostituita nella precedente fornisce

$$\frac{p_1}{\rho} + \cancel{gz_1} + \frac{1}{2} \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 c_2^2 = \frac{p_2}{\rho} + \cancel{gz_2} + \frac{1}{2} c_2^2 \rightarrow c_2 = A_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(A_1^2 - A_2^2)}}$$



Tubo di Venturi

Il tubo di venturi può ad esempio essere impiegato per stabilire la velocità del sangue arterioso.

Il flusso sanguigno in una grande arteria di un cane è incanalato in un flussimetro di venturi. La parte più larga del flussimetro ha un'area $A_1 = 0.08 \text{ cm}^2$, che è uguale all'area della sezione trasversale della arteria. La parte più stretta del flussimetro ha un'area $A_2 = 0.04 \text{ cm}^2$. La caduta di pressione nel flussimetro è di 25 Pa. Qual'è la velocità v_1 del sangue nella arteria?

Il rapporto delle aree A_1/A_2 è un numero senza dimensioni e ha il valore di $0.08/0.04 = 2$. Dalla Tabella 14.1 si ricava la densità del sangue intero, che è 1059.5 kg m^{-3} . Non scrivendo le unità di misura, l'Eq. 14.15 diventa

$$25 = \frac{1}{2}(1059.5)v_1^2(2^2 - 1)$$

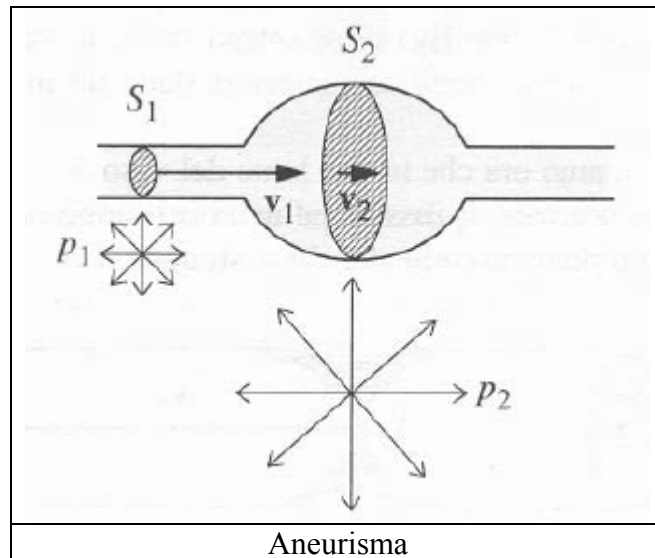
Risolvendo rispetto a v_1 ,

$$v_1 = \sqrt{\frac{(2)(25)}{(1059.5)(2^2 - 1)}} = 0.125 \text{ m s}^{-1}$$

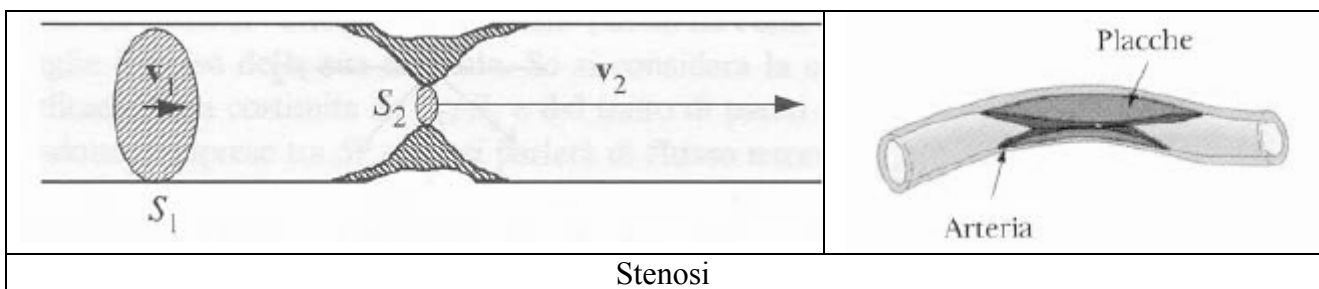
Esempio applicativo in campo medico

Altre applicazioni riguardano ad esempio la velocità di efflusso di un fluido da un serbatoio (a meno di perdite per attrito), che può essere espressa come $v = \sqrt{2gh}$, dove h rappresenta il dislivello fra il pelo libero e l'ugello di efflusso; la spinta dinamica su di un'ala. In campo medico per esempio trova applicazione nella *stenosi* e nell'*aneurisma*.

Sebbene il teorema di Bernoulli non valga in generale per i fluidi reali, lo si può applicare in alcuni casi reali in cui le forze di attrito (viscose) sono poco intense. Per esempio, si può applicare il teorema di Bernoulli al flusso sanguigno nelle grandi arterie principali, ma non al flusso nei capillari. Nel caso dell'aneurisma si ha un aumento della sezione dell'arteria.



Questo comporta per l'equazione di continuità una riduzione di velocità nella sezione interessata e, di conseguenza, per il teorema di Bernoulli un corrispondente aumento di pressione che può comportare la rottura del vaso. Nel caso della stenosi il fenomeno è esattamente l'opposto.



Si ha infatti una parziale occlusione del vaso con un incremento di velocità del flusso sanguigno nella sezione interessata, cui corrisponde una riduzione di pressione. Questo può comportare sia nel caso delle arterie, dove la sovrappressione rispetto a quella atmosferica può raggiungere i 100 mmHg, che in quello delle vene, tanto più che per le vene la sovrappressione è di pochi mmHg, un collasso della parete con completa occlusione del vaso.

Fluido comprimibile: si considera comprimibile un fluido la cui densità ρ (o volume specifico $v = \frac{1}{\rho}$) sia funzione della pressione p e della temperatura T . Sono comprimibili tutti i gas ed i vapori. Nel caso in cui il fluido sia monofase sussiste la seguente relazione fra le tre grandezze p , ρ e T (*Equazione di stato*):

$$\frac{p}{\rho} = \frac{TR}{M}$$

dove M rappresenta la massa molecolare ed R è la costante universale dei gas. Un fluido che rispetti tale legge viene definito come *gas perfetto* (nella pratica quasi tutti i fluidi vengono considerati seguire l'equazione di stato).

Applicando il primo principio della termodinamica ad un gas perfetto in quiete e soggetto ad una evoluzione infinitesima si ottiene:

$$dq = de - dl$$

dove dq e dl rappresentano il calore ed il lavoro fornito al fluido dall'esterno rispettivamente, e de il corrispondente aumento di energia interna. In una trasformazione reversibile il lavoro può essere espresso come $dl = -pdv$; la corrispondente quantità di calore sarà pari a $dq = Tds$, avendo indicato con ds l'incremento di *entropia* dell'unità di massa del fluido. Definendo il calore scambiato a pressione costante come l'*entalpia* di un gas pari a $h = e + pv$ si avrà:

$$e = h - pv \rightarrow de = dh - pdv - vdp$$

per cui la relazione esprime il primo principio della termodinamica si traduce in:

$$dq = dh - pdv - vdp + pdv = dh - vdp$$

Si può inoltre definire per un gas perfetto la variazione di entalpia come $dh = c_p dT$, la variazione di energia interna come $de = c_v dT$ avendo introdotto c_p e c_v *calori specifici* rispettivamente a pressione ed a volume costanti.

Considerando il primo principio della termodinamica per un fluido che evolve fra due sezioni (1) di entrata e (2) di uscita di una macchina qualsivoglia, si perviene alla seguente espressione:

$$dq + dl = dh + \cancel{dE_{pot}} + dE_{cin} \Rightarrow dl = dh - dq + dE_{cin} \Rightarrow L = (h_2 - h_1) - q + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

dove V è la velocità del fluido nelle due sezioni in esame.

Trasformazione politropica: si definisce una trasformazione politropica una qualunque trasformazione esprimibile attraverso la semplice relazione analitica $pv^m = \text{cost.}$

Si possono distinguere le seguenti trasformazioni notevoli:

$m=0$	<i>Isobara</i> ($p=\text{cost.}$)
$m=1$	<i>Isoterma</i> ($T=\text{cost.}$)
$m=\infty$	<i>Isocora</i> ($v=\text{cost.}$)
$m=c_p/c_v$	<i>Isentropica</i> ($s=\text{cost.}$)

Secondo principio della termodinamica. Il primo enunciato è quello di Calusius: “*il calore passa spontaneamente (fenomeno irreversibile) da una sorgente a temperatura più alta ad una a temperatura più bassa, per effettuare il passaggio contrario è necessario fornire lavoro dall'esterno*”. In altri termini maggiore è la temperatura maggiore è la possibilità di sfruttare l'energia termica disponibile. Il secondo enunciato è quello di Lord Kelvin: “*nei cicli termodinamici non è possibile la produzione continua di lavoro se il sistema chiuso non scambia calore con almeno due sorgenti termiche, una che cede calore al sistema, l'altra che lo assorbe*”. In altri termini non è possibile utilizzare tutto il calore assorbito per convertirlo in lavoro in quanto parte di esso dovrà necessariamente essere ceduto ad un'altra sorgente termica a temperatura più bassa (il lavoro può essere trasformato integralmente in calore, quest'ultimo può essere trasformato solo in parte in lavoro).

A questo punto è necessario introdurre la *funzione di stato* **entropia** (riferita all'unità di massa del fluido) che ha l'espressione, in forma differenziale

$$dS = \frac{dQ_{rev}}{T} = \frac{dQ}{T} + \frac{dQ_i}{T}$$

dove $dQ_i = (dQ_i)_I + (dQ_i)_II$ sono le irreversibilità di *prima* e di *seconda specie* precedentemente esaminate e il dQ è la quantità di calore effettivamente scambiata dal fluido con l'**esterno**.

Ricordando che $dQ_{rev} + dL_{rev} = dh$ ed anche che $dQ_{rev} + dL_{rev} = du$ possiamo scrivere

$$dS = \frac{du}{T} - \frac{dL_{rev}}{T} = \frac{dh}{T} - \frac{dL_{rev}}{T} \text{ ed infine } \begin{cases} dS = \frac{du}{T} + \frac{pdv}{T} \\ dS = \frac{dh}{T} - \frac{vdp}{T} \end{cases}$$

Rendimento termodinamico

Il rendimento di un ciclo termodinamico motore, cioè di un ciclo erogante energia, è definito come

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{\mathcal{L}}{Q_1}$$

dove η è riferito all'unità di massa, Q_1 è il calore entrante nel sistema proveniente dalle sorgenti superiori (caldaia, camera di combustione) ed è positivo per definizione, mentre il **lavoro** è indifferentemente quello **tecnico** o quello **termodinamico** dal momento che ci riferiamo ad un ciclo dove tutti i lavori di pulsione si elidono tra loro.

La precedente si può anche scrivere

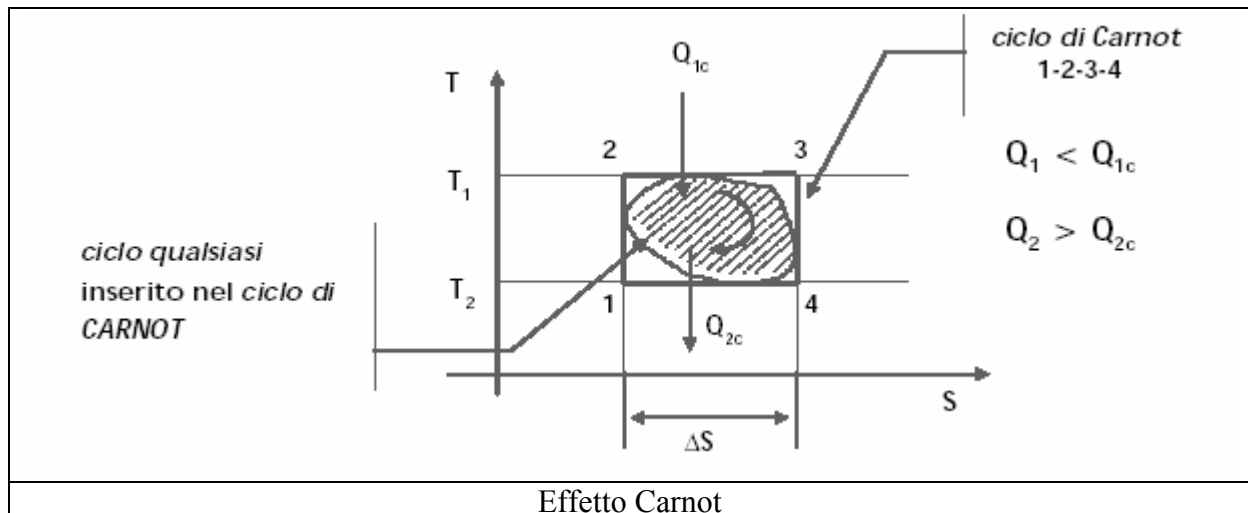
$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

dove Q_2 è il valore assoluto del calore che il sistema cede alle sorgenti inferiori (refrigeratore, ambiente esterno). Conseguentemente, la perdita di rendimento $\tau = \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \eta$

dove τ può esprimersi come prodotto di 3 termini, ciascuno dei quali tiene conto di 3 noti **effetti termodinamici**, i quali comportano, singolarmente, una perdita di rendimento:

- 1) Effetto Carnot;
- 2) Effetto di molteplicità delle sorgenti;
- 3) Effetto Clausius o di irreversibilità.

1) Effetto Carnot

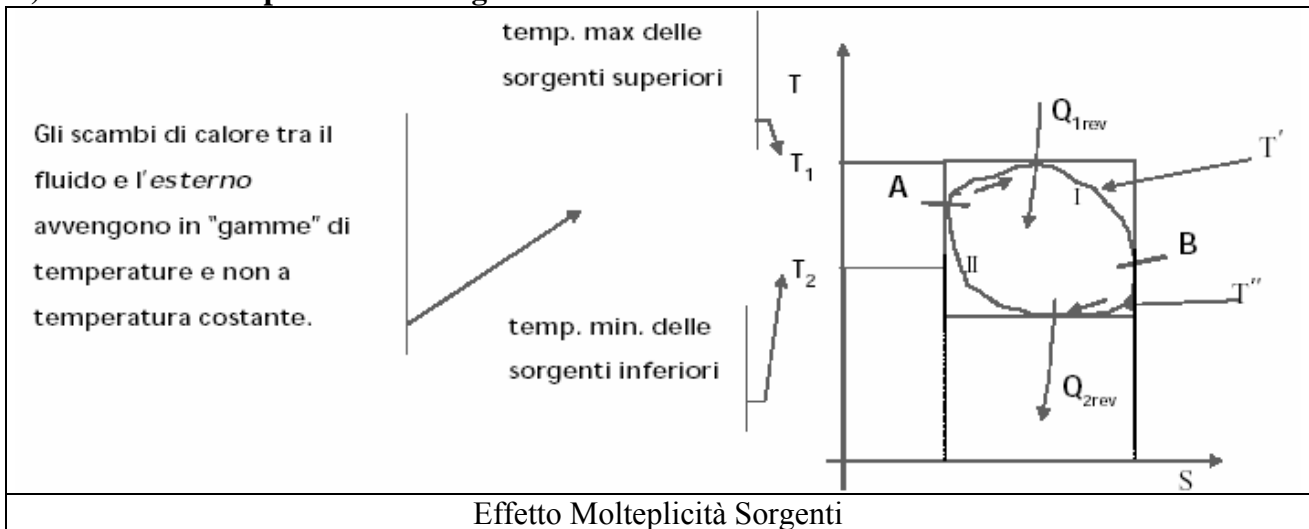


In un *ciclo di Carnot*, ovvero in un ciclo *reversibile* che operi tra due temperature T_1 e T_2 con ($T_2 < T_1$), si definisce perdita di calore

$$\tau_c = \frac{Q_{2c}}{Q_{1c}} = \frac{T_2}{T_1}$$

Si deduce che, fissate due temperature estreme T_1 e T_2 , il ciclo di massimo rendimento, evolvente tra tali temperature, è quello di *Carnot*. In altre parole un qualsiasi ciclo termodinamico ha rendimento inferiore a quello del ciclo di *Carnot*, η_c , evolvente tra le medesime temperature estreme.

2) Effetto di molteplicità delle sorgenti



Si consideri ancora un ciclo *reversibile*, che evolve tra le temperature T_1 e T_2 , scambiando calore con un numero ∞ di sorgenti esterne, la perdita di rendimento in questo caso sarà

$$\tau_{rev} = \frac{Q_{2rev}}{Q_{1rev}} = \frac{T_{media}^{II} \Delta S}{T_{media}^I \Delta S} = \frac{T_{media}^{II}}{T_{media}^I} \text{ dove } T_{media}^{II} \in [T_{min}^{II} = T_2, T_{max}^{II}] \text{ e } T_{media}^I \in [T_{min}^I, T_{max}^I = T_1]$$

che, in forma più utile, diventa $\tau_{rev} = \frac{T_m^{II} / T_2}{T_m^I / T_1} \cdot \frac{T_2}{T_1} = \xi_{MS} \tau_c$

ξ_{MS} è il *coefficiente* o *fattore di molteplicità* delle sorgenti. Ciò significa che in un ciclo che presenti *molteplicità di sorgenti* (perché gli scambi termici avvengono con molteplicità di temperature) il rendimento tanto più si allontana da quello del Ciclo di *Carnot*, quanto maggiore è l'escursione di temperatura che interessa gli scambi di calore. Questo effetto è valido in caso di reversibilità del ciclo. È utile ribadire che in un ciclo che presenti *molteplicità di sorgenti* ovvero nel quale gli scambi di calore avvengano in "gamme" di temperature e non a temperatura costante, il rendimento si discosta sempre più (peggiora) da quello del ciclo di Carnot tanto più aumenta l'escursione di temperatura che interessa lo scambio di calore.

3) Effetto Clausius

L'effetto Clausius tiene conto delle irreversibilità. Consideriamo la perdita di rendimento di un *ciclo reale*

$$\tau_r = \frac{Q_{2r}}{Q_{1r}}$$

questa può essere riformulata in funzione della perdita di rendimento di un ciclo di Carnot come

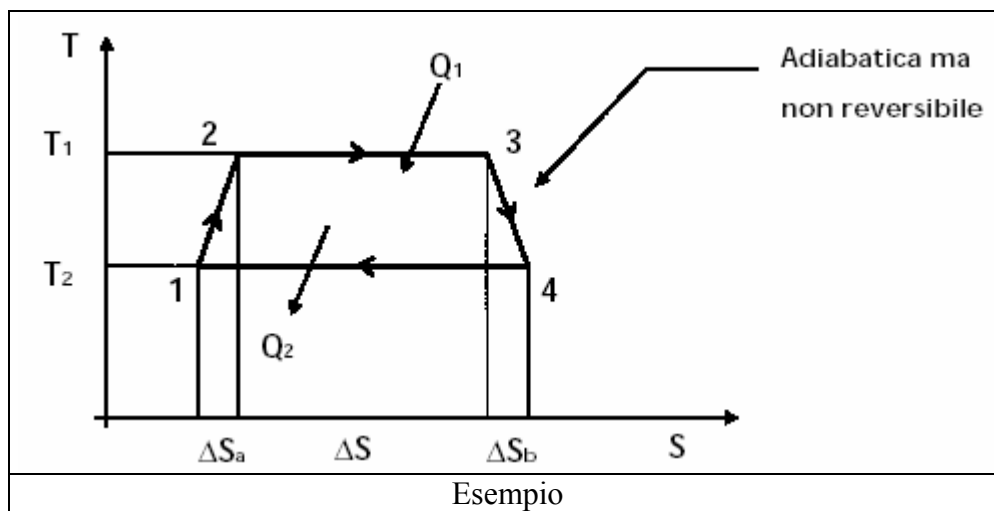
segue

$$\tau_r = \xi_{\text{Clausius}} \tau_c$$

dove $\xi_{\text{CLAUSIUS}} > 1$ e, dato che $\tau_c < 1$ ne consegue che $\tau_r < 1$.

In un *ciclo motore reale* la perdita totale è, dunque, il prodotto di tre fattori distinti che possono, convenientemente, essere determinati individualmente. Se si vuole aumentare il rendimento termodinamico di una macchina termica, occorre, innanzitutto, elevare al massimo (tecnologicamente possibile) il valore di η_c ed inoltre adottare un compromesso progettuale, compatibilmente con le varie esigenze tecniche ed economiche. L'effetto Clausius cresce a misura che le sorgenti entropiche interne al ciclo si fanno via via più cospicue. Il coefficiente di Clausius, ξ_{CLAUSIUS} , può, dunque, definirsi *grado di irreversibilità* del ciclo, esso aumenta in funzione delle irreversibilità ed assume valore 1 per un ciclo reversibile.

Si riporta un esempio in cui le perdite siano concentrate solo sulle sorgenti inferiori.



Il rendimento sarà sempre $\eta = 1 - \tau$ dove

$$\tau = \frac{T_2(\Delta S_a + \Delta S + \Delta S_b)}{T_1 \Delta S} = \frac{T_2}{T_1} \left(1 + \frac{\Delta S_a + \Delta S_b}{\Delta S} \right)$$

scomponendo le perdite nelle tre classi individuate precedentemente ($\tau = \tau_c \cdot \xi_{\text{MS}} \cdot \xi_{\text{Clausius}}$), possiamo scrivere che

$$\tau_c = 1, \xi_{\text{MS}} = 1 \text{ e } \xi_{\text{Clausius}} = \left(1 + \frac{\Delta S_a + \Delta S_b}{\Delta S} \right)$$

dove si vede che le irreversibilità di **Ia specie** si pagano solamente alle sorgenti inferiori.

Ciclo Termodinamico

Il ciclo termodinamico può caratterizzarsi per le diverse ipotesi che sono a fondamento del ciclo stesso, in particolare si possono distinguere:

- ✓ Ciclo ideale;
- ✓ Ciclo limite;
- ✓ Ciclo reale.

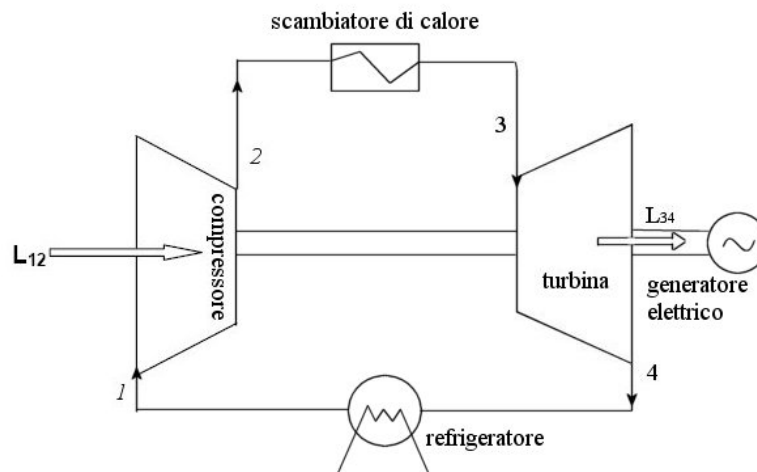
Ciclo ideale. Le ipotesi che si assumo rappresentano condizioni ideali di funzionamento che consentono di semplificare il modello e di effettuare uno studio preliminare. In particolare si

assume che il fluido evolvente sia ideale, si comporti quindi come un gas ideale (soddisfi quindi le leggi di Boyle, Charles, che abbia calori specifici costanti con la pressione e la temperatura). Inoltre si assume che tutti i componenti dell'impianto siano perfetti, questo comporta l'assenza di attriti e di conseguenza trasformazioni rigorosamente reversibili.

Ciclo limite. In questo caso il fluido evolvente viene considerato reale (i calori specifici quindi dipenderanno della pressione e dalla temperatura), mentre i componenti meccanici dell'impianto vengono ancora considerati ideali. Questo ciclo è quello cui si tende nella realtà (senza mai raggiungerlo) in quanto rappresenterebbe la minimizzazione delle perdite d'attrito meccanico in un impianto.

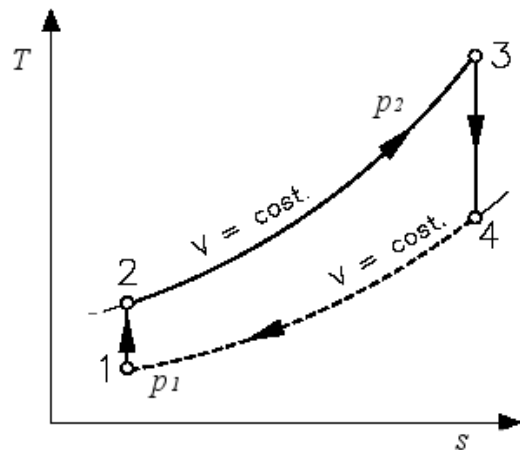
Ciclo reale. In quest'ultimo caso viene rimossa anche l'ipotesi di componenti meccanici ideali. Bisognerà quindi prendere in considerazione le perdite di carico fluidodinamica, le perdite per attrito che sono a loro volta funzioni di pressione e temperatura. L'analisi matematica di questo ciclo risulta essere particolarmente dispendiosa, per questo motivo si ricorre a misure sperimentali di pressione e temperatura direttamente sull'impianto.

Esempio applicativo. Si supponga di prendere in esame un impianto turbogas. Il fluido evolvente in tale impianto permane sempre allo stato gassoso.



Impianto turbogas

Per prima cosa si analizza l'impianto secondo l'ipotesi di ciclo ideale. Il ciclo cui ci si riferisce è il ciclo di Brayton e presenta le seguenti caratteristiche:



Ciclo Brayton

Tratto 1-2 compressione adiabatica.

Tratto 2-3 adduzione di calore a pressione costante.

Tratto 3-4 espansione adiabatica.

Tratto 4-1 raffreddamento a pressione costante.

Indicando con $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ il rapporto di compressione e con $k = \frac{c_p}{c_v}$ il rapporto dei calori specifici a pressione ed a volume costante, utilizzando la legge di Poisson (legge di trasformazione adiabatica per i gas perfetti):

$$\begin{cases} pv^k = \text{cost.} \\ Tv^{k-1} = \text{cost.} \\ Tp^{-\frac{k-1}{k}} = \text{cost.} \end{cases},$$

i diversi punti del ciclo possono essere individuati come segue.

Punto 1 p_1, T_1 dati di progetto

$$\begin{cases} p_2 = \beta p_1 \\ T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} \end{cases}$$

Punto 3 $p_2 = \beta p_1$,
 T_3 dato tecnologico (è la massima temperatura del ciclo)

$$\begin{aligned} \text{Punto 4} \quad T_4 &= T_3 \beta^{-\frac{k-1}{k}} \\ p_4 &= p_1 \end{aligned}$$

Alla massima temperatura T_3 si perviene mediante il calore addotto in camera di combustione

$$Q'_{id} = c_p (T_3 - T_2),$$

mentre il calore ceduto al refrigeratore da parte del fluido è dato da

$$Q''_{id} = c_p (T_4 - T_1).$$

Il lavoro del ciclo (area racchiusa dal ciclo) sarà

$$L_{id} = Q'_{id} - Q''_{id} = c_p (T_3 - T_2 - T_4 + T_1),$$

il rendimento del ciclo è dunque

$$\eta_{id} = \frac{L_{id}}{Q_{id}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1},$$

sfruttando le relazioni di Poisson, per cui $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$, si ha

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Analizzando lo stesso impianto mediante ciclo limite, si dovrà tenere conto della dipendenza dei calori specifici dalla temperatura e pressione. In prima approssimazione è possibile trascurare la dipendenza dalla pressione ed ipotizzare un andamento di questo tipo:

$$\begin{cases} c_p = a + bT \\ c_v = a' + bT \end{cases}$$

con $a = 0.228 \frac{kcal}{kg \cdot K}$, $a' = 0.159 \frac{kcal}{kg \cdot K}$ e $b = 3.6 \cdot 10^{-5} \frac{kcal}{kg \cdot K^2}$.

In questo modo dovrà essere definito un coefficiente k per ciascuna temperatura come

$k(T_1) = \frac{c_p(T_1)}{c_v(T_1)}$ e $k(T_2) = \frac{c_p(T_2)}{c_v(T_2)}$. E' possibile così definire un valore medio per la trasformazione

dal punto 1 al punto 2 come $k_{12} = \frac{k(T_1) + k(T_2)}{2}$. I punti del ciclo limite saranno allora individuati come:

Punto 1 p_1, T_1 dati di progetto

Punto 2 $\begin{cases} p_2 = \beta p_1 \\ T_2 \cong T_1 \beta^{\frac{k_{12}-1}{k_{12}}} \end{cases}$

Punto 3 $p_2 = \beta p_1$,
 T_3 dato tecnologico (è la massima temperatura del ciclo)

Punto 4 $T_4 \cong T_3 \beta^{\frac{k_{34}-1}{k_{34}}}$
 $p_4 = p_1$

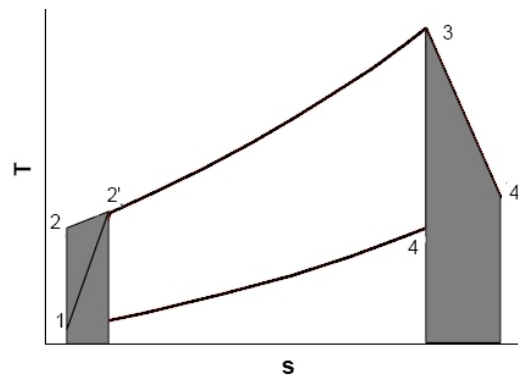
Anche per la determinazione dei calori scambiati si dovrà tenere conto dei valori medi del coefficiente di calore specifico:

$Q'_{lim} = c_{p_{23}} (T_3 - T_2)$ con $c_{p_{23}} = \frac{c_p(T_2) + c_p(T_3)}{2}$. Analogamente per il calore ceduto

$Q''_{lim} = c_{p_{41}} (T_4 - T_1)$ con $c_{p_{41}} = \frac{c_p(T_1) + c_p(T_4)}{2}$.

Il rendimento del ciclo limite sarà allora $\eta_{lim} = \frac{L_{lim}}{Q'_{lim}} = \frac{Q'_{lim} - Q''_{lim}}{Q'_{lim}} = 1 - \frac{Q''_{lim}}{Q'_{lim}}$.

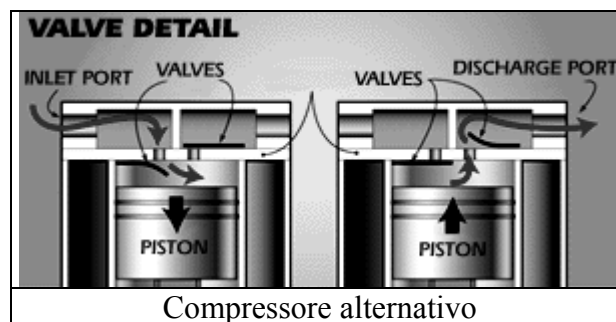
Prendendo in considerazione il ciclo reale, si avranno compressione ed espansione non più isoentropiche (a causa degli attriti nei componenti meccanici) e perdite di carico durante la fase di adduzione e di sottrazione del calore. Il ciclo si svolgerà quindi tra i punti 1'2'3'4'.



Ciclo Brayton reale

I punti del ciclo vengono definiti attraverso misure sperimentali. Si consideri che nonostante si abbiano perdite di carico durante la fase di combustione, la temperatura di uscita (punto 3) rimane la stessa dei due cicli precedenti ma ad una pressione più bassa. Analogamente per poter tornare al punto 1 con la pressione p_1 sarà necessario vincere le perdite di carico e quindi uscire dalla turbina con una pressione più alta (p_4). Questo comporta un maggiore lavoro richiesto dal compressore ed un minore lavoro fornito dalla turbina. Complessivamente quindi il rendimento del ciclo reale risulta inferiore a quello del ciclo limite. Si può definire un parametro (rendimento interno) che tenga conto della bontà del ciclo reale come $\eta_i = \frac{\eta_{reale}}{\eta_{lim}}$ (generalmente è dell'ordine dell' 85%).

MACCHINE ALTERNATIVE



Compressore alternativo

Compressori. Il compressore alternativo è caratterizzato da un moto di va e vieni del pistone e può essere schematizzato mediante un manovellismo di spinta. Il suo funzionamento è caratterizzato dalle seguenti fasi:

- *Aspirazione* del fluido da comprimere; il pistone si sposta dal punto morto superiore al punto morto inferiore, mentre la valvola automatica di aspirazione è aperta per effetto della differenza di pressione che si stabilisce fra interno ed esterno.
- *Compressione* del gas presente nel cilindro; lo stantuffo si sposta dal punto morto inferiore al punto morto superiore, mentre le valvole sono entrambe chiuse; tale fase si conclude quando la pressione interna è tale da superare quella esterna alla valvola di mandata aprendola verso l'esterno.

- *Mandata* cioè espulsione del gas compresso, a pressione costante, finché il pistone raggiunge il punto morto superiore, mentre la valvola di mandata è aperta
- *Espansione* del fluido rimasto nello spazio morto, mentre le due valvole sono chiuse e inizio di un nuovo ciclo nel momento in cui la pressione interna è inferiore a quella esterna.

La *regolazione della portata* nei compressori alternativi può essere realizzata in diversi modi:

- Cambiando la velocità angolare dell'albero motore; la portata varia circa in modo direttamente proporzionale con la velocità. Ciò può essere realizzato solo se il motore è a giri variabili, pratica utilizzata raramente.
- Per laminazione. In altre parole si pone una valvola nella condotta di aspirazione con cui si regola la quantità di fluido introdotto. In particolare si riduce la densità del fluido e quindi la portata.
- Per *by pass*. Una certa quantità di fluido aspirato viene rinviato nel condotto di aspirazione oppure espulso all'esterno senza partecipare al ciclo.

I *gas compressi* sono generalmente aria, anidride carbonica, ammoniacca, idrogeno....

Pompe. Il funzionamento della pompa alternativa è del tutto analogo a quello del compressore. Data la quasi totale incomprimibilità dei liquidi, il ciclo ideale può essere rappresentato da un rettangolo. A causa del moto alternativo, possibili inconvenienti possono essere: il colpo di ariete nel condotto di mandata, la cavitazione nel condotto di aspirazione (per pompe veloci). Per poter ovviare al colpo di ariete, si pone nel condotto di mandata un *plenum* o *polmone* costituito da un volume in cui vi è dell'aria che, essendo comprimibile, tende a regolarizzare il moto del fluido.

MACCHINE ROTATIVE

Nelle macchine rotative non vi sono elementi dotati di moto alterno, il che consente una maggiore semplicità costruttiva ed una notevole riduzione di vibrazioni dovute rispettivamente alla mancanza di elementi necessari per trasformare il moto da rotatorio in alterno, e per la mancanza di forze di inerzia alterne. Lo scambio di energia tra macchina e fluido è dovuto all'azione della pressione del fluido sulle superfici mobili della macchina ed è indipendente in prima approssimazione dalla velocità del fluido stessa.

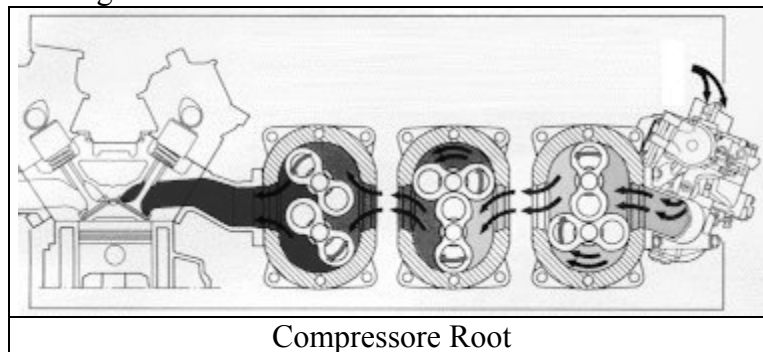
Compressori e Pompe. I compressori e le pompe rotative comprimono, almeno parzialmente, per riflesso dall'ambiente di mandata, realizzando quindi brusche compressioni. Sono costituiti da elementi dotati di moto rotatorio che provvedono a creare tra statore e rotore una camera in cui viene aspirato il fluido (gas o liquido) da comprimere; proseguendo nella rotazione si esclude la comunicazione tra l'aspirazione e tale camera, ed il fluido contenuto in tale camera viene inviato verso la mandata; in tale fase il fluido può essere compresso (compressori a palette) o meno (pompe, compressori di tipo Root ed ingranaggi a denti dritti). Successivamente si scoprono le luci di mandata ed il fluido contenuto nella camera giunge in comunicazione con il fluido già compresso e presente nel condotto di mandata; essendo quest'ultimo a pressione maggiore, una parte di esso rifluisce nella camera comprimendo il fluido presente (*compressione per riflesso*). Nell'ultima fase la macchina espelle il fluido (sia quello raccolto sia quello di riflesso) dalla camera aggregandolo in tal modo all'ambiente di mandata.

La potenza necessaria al funzionamento del compressore è proporzionale all'area del ciclo, essa è data dal prodotto della portata del fluido per la variazione di pressione realizzata, nel caso di pompe e compressori con compressione di solo riflesso; risulta ridotta in modo consistente nel caso di compressione preventiva nella fase di aspirazione.

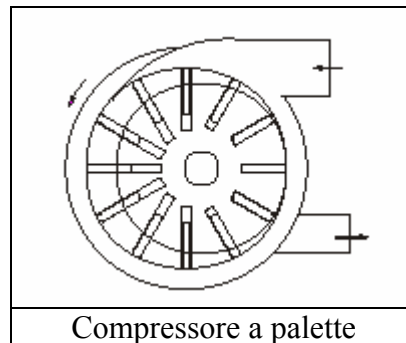
Mentre le pompe non sono refrigerate, in quanto durante la compressione non si ha un sensibile aumento di temperatura del liquido, per i compressori è previsto un sistema di refrigerazione ad aria o ad acqua.

La regolazione della portata può essere realizzata mediante *laminazione* (sistema continuo), nella fase di aspirazione il gas viene fatto passare attraverso una valvola per ridurne la pressione a temperatura costante, in tal modo a parità di massa il volume occupato sarà maggiore riducendo così la portata di fluido aspirata. Altro metodo continuo utilizzato soprattutto per le pompe è quello di variare la velocità di rotazione.

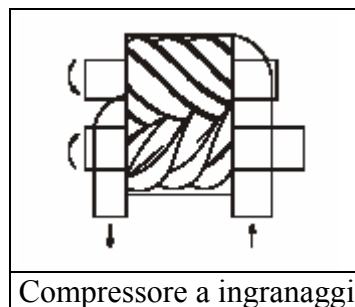
Il **compressore e pompa di tipo Root** è costituito da due ingranaggi a due o tre lobi, dotati di profili coniugati in modo tale da garantire la tenuta tra ambiente di mandata e di aspirazione. La compressione avviene semplicemente per trasporto del fluido dall'aspirazione alla mandata attraverso le camere che si generano tra i lobi e la cassa esterna.



Il **compressore a palette** è costituito da un rotore cilindrico cavo internamente su cui sono esternamente calettate delle palette rigide, lo statore ha forma ellittica. Durante il funzionamento il fluido viene portato per forza centrifuga a contatto con lo statore. Tra il pelo libero del fluido, due palette contigue ed il rotore si creano camere a volume variabile che consentono l'incremento di pressione voluto.



La **pompa ad ingranaggi** è analoga alla pompa di tipo Root ma costituita da un numero maggiore di denti.



TURBOMACCHINE

Una turbomacchina è costituita, in prima approssimazione, da un involucro fisso detto *statore* all'interno del quale ruota la *girante* o *rotore* solidale con l'albero della macchina. Sul rotore sono calettate delle *pale* dimensionate in modo opportuno che hanno sostanzialmente il compito di deviare il fluido nella direzione tangenziale rispetto all'asse della macchina. Analogamente sono anche presenti delle pale statoriche che, a seconda del compito svolto, sono definite come *palettaggio distributore*, *diffusore* o *raddrizzatore*. Uno statore nel quale il fluido si espande prende il nome di *distributore*, se invece la pressione rimane costante si definisce *raddrizzatore*, è invece definito *diffusore* quando si verifichi un rallentamento del fluido al suo interno con conseguente compressione. Sulle pale del rotore, mediante variazione della velocità del fluido fra ingresso ed uscita, si esercitano le forze grazie alle quali si attuano gli scambi di energia fra fluido e macchina. Le variazioni di area delle sezioni di passaggio comporta variazioni di velocità del fluido che le attraversa con conseguente variazione di pressione (aumento o diminuzione) dello stesso.

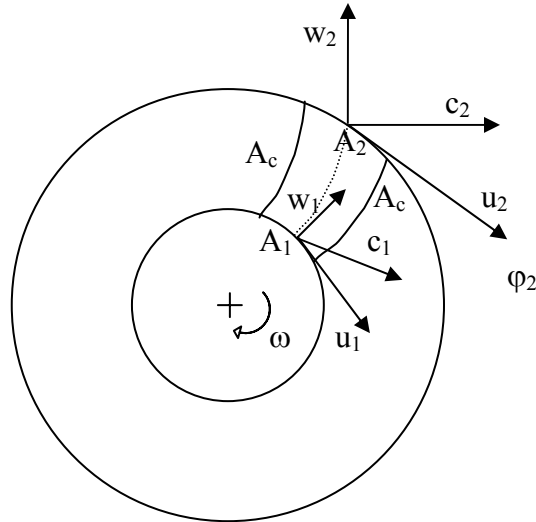
Le turbomacchine si distinguono in **motrici** ed **operatrici**. Nelle prime il fluido cede energia al rotore (turbine), nelle seconde il fluido è energizzato dal moto del rotore (compressori o pompe). Una prima distinzione e classificazione delle turbomacchine può essere fatta in funzione dello sviluppo dei condotti percorsi dal fluido nel rotore. Si definiscono **assiali** le macchine in cui il fluido è delimitato da condotti di forma quasi cilindrica coassiale con l'asse della macchina stessa; **radiali** quando il fluido si muove in direzione essenzialmente radiale rispetto all'asse della macchina con ingresso o uscita assiale al raggio interno. Un altro criterio di classificazione meno immediato ma più ingegneristico è quello basato su di un parametro definito *numero specifico di giri* ω_s . Questo è definito come:

$$\omega_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{L_i^3}}$$

dove ω è la velocità angolare espressa in rad/s; Q è la portata in volume del fluido espressa in m^3/s ; L_i è il lavoro per unità di massa scambiato tra fluido e rotore espresso in m^2/s^2 . Il parametro ω_s è un numero dimensionale e non ha un significato fisico proprio. Il suo valore varia in un range di qualche centesimo a qualche decina nel quale sono definite le tipologie di turbomacchine corrispondenti. C'è da notare che in funzione di questo parametro una turbomacchina viene definita *lenta* o *veloce* ma questa definizione non corrisponde al suo effettivo numero di giri di funzionamento a regime. Si consideri, per esempio, una turbomacchina in cui il numero di giri sia basso ma la portata smaltita sia molto alta, il corrispondente valore di ω_s sarà allora elevato e per questo verrà definita veloce; viceversa una turbomacchina in cui la portata volumetrica smaltita sia bassa mentre il numero di giri sia elevato come anche il valore di lavoro scambiato, ω_s assumerà un basso valore tale da definire lenta tale macchina. La principale utilità di classificazione secondo tale parametro risiede nel rapido inquadramento, in sede di progetto, del tipo di macchina più adatto per determinate condizioni di funzionamento.

Equazione fondamentale delle turbomacchine. Per comprendere il meccanismo secondo cui il fluido scambia energia con il rotore è opportuno avvalersi di una rappresentazione grafica detta *triangolo delle velocità*. Si consideri per semplicità una turbomacchina assiale, costituita da uno statore ed un rotore. Si indichi con c la velocità assoluta del fluido; il vettore che la rappresenta ha componenti assiale c_a e tangenziale c_t rispettivamente. Sia w la velocità relativa del fluido rispetto al rotore ed u la velocità periferica del rotore al raggio considerato. Il triangolo delle velocità all'entrata o all'uscita del rotore, costituisce la rappresentazione vettoriale del fatto che la velocità assoluta del fluido c è pari alla somma della velocità relativa w e di quella di trascinamento u . Tale rappresentazione consente di mettere in relazione fra loro la geometria delle pale con la velocità del fluido stesso. In prima approssimazione infatti la velocità del fluido in uscita dalla palettatura sarà

tangente al profilo di uscita della palettatura stessa; in particolare questa proprietà sarà della velocità assoluta c nel caso di uscita dallo statore, sarà della velocità relativa w nel caso di uscita dal rotore. Per quanto riguarda la sezione di ingresso, è bene che la velocità sia tangente al profilo della palettatura di ingresso per evitare perdite per urto e formazione di vortici. Si consideri una turbomacchina radiale in cui sia possibile definire i triangoli delle velocità come riportato in figura.



Applicando il momento della quantità di moto rispetto al volume di controllo delimitato dalle superfici $A_c - A_1 - A_c - A_2$ si ha il valore della coppia esercitata dal fluido sulle pale (*momento palare*)

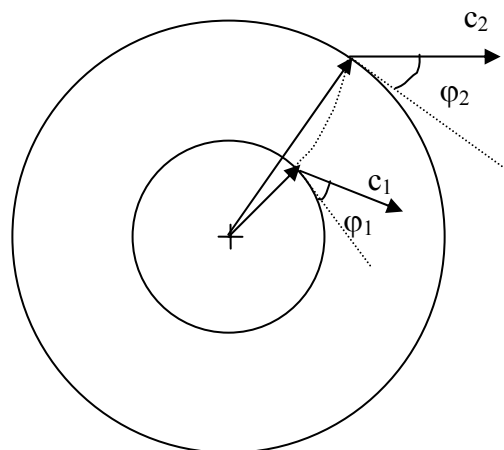
$$C = -\int_A \dot{m}(r \times v) dA = -\int_{A_c} \dot{m}(r \times v) dA$$

in quanto i soli sforzi normali rispetto alle superfici di contorno A_1 ed A_2 non producono momento in quanto hanno direzione passante per l'asse di rotazione. La relazione precedente si particularizza quindi in

$$C = \dot{m}[(r \times c)_2 - (r \times c)_1]$$

dove \dot{m} rappresenta la portata in massa del fluido. Il segno della relazione dipende dalla tipologia della macchina in esame: nel caso di macchine operatrici è la macchina a fornire energia al fluido e, in tal caso, la potenza (e quindi la coppia) scambiata risulta essere negativa; viceversa per le macchine motrici.

In definitiva secondo lo schema rappresentato in figura



si ha:

$$\begin{aligned} |(r \times c)_2| &= c_2 r_2 \operatorname{sen}(90 - \varphi_2) = c_2 r_2 \cos \varphi_2 \\ |(r \times c)_1| &= c_1 r_1 \operatorname{sen}(90 - \varphi_1) = c_1 r_1 \cos \varphi_1 \end{aligned}$$

quindi

$$C = \dot{m}(c_2 r_2 \cos \varphi_2 - c_1 r_1 \cos \varphi_1)$$

essendo

$$\begin{aligned} c_2 \cos \varphi_2 &= c_{2t} \\ c_1 \cos \varphi_1 &= c_{1t} \end{aligned}$$

si avrà

$$C = \dot{m}(c_{2t} r_2 - c_{1t} r_1)$$

e la potenza trasmessa risulta

$$P = \dot{m} \omega (c_{2t} r_2 - c_{1t} r_1)$$

ma

$$\begin{cases} \omega r_2 = u_2 \\ \omega r_1 = u_1 \end{cases}$$

quindi

$$P = \dot{m}(c_{2t} u_2 - c_{1t} u_1)$$

ed infine si individua il lavoro massico pari a

$$L_i = c_{2t} u_2 - c_{1t} u_1.$$

Nel caso di macchine assiali le relazioni sono le medesime, con l'unica differenza che risulta $r_2 = r_1$ (proprio perché le sezioni di ingresso e di uscita sono lungo l'asse allo stesso raggio) e quindi $u_2 = u_1$ da cui

$$L_i = u(c_{2t} - c_{1t}).$$

La funzione dello statore non è meno importante di quella del rotore, anche se è solo quest'ultimo che scambia energia con il fluido che evolve nella macchina. Nel caso di una turbina è infatti il distributore che indirizza correttamente la corrente verso la girante e in esso si attua l'espansione totale o parziale del fluido. In un compressore assiale il diffusore che segue il rotore, rallentando la corrente, ne aumenta la pressione; nel caso in cui il diffusore sia seguito da un altro rotore, il suo scopo è anche quello di indirizzare correttamente la corrente in quest'ultimo. Gli statori quindi, quando presenti, non scambiano energia fra fluido e macchina essendo fissi, ma ad essi è affidata

l'importante funzione di preparare, deviare, comprimere o espandere la corrente che scambia energia nel rotore.

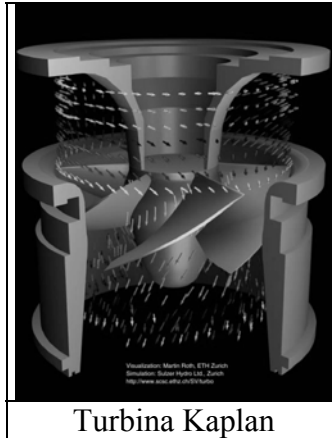
TURBOMACCHINE ASSIALI. In esse il fluido ha un percorso a sviluppo prevalentemente assiale con portate e potenze che sono le maggiori nel campo delle turbomacchine. Loro caratteristica quella di essere composte da un elevato numero di stadi, intendendo per *stadio* l'insieme di rotore e statore. Per la variazione a volte notevole del volume per unità di massa del gas o del vapore che le attraversa, il di passaggio del fluido assume uno sviluppo radiale variabile lungo l'asse della macchina.

Compressore assiale. Il compressore assiale è costituito da un gran numero di stadi, per cui esternamente presenta una forma molto allungata nel senso dell'asse della macchina. La cassa è costituita da due semigusci cilindrici cui sono fissate le palette degli statori. All'interno ruota la girante formata da numerosi dischi, forzati l'uno con l'altro, ciascuno con la propria palettatura. Il vano di passaggio del fluido presenta una dimensione radiale variabile e decrescente nel senso della corrente per seguire la compressione del gas sempre più denso verso gli ultimi stadi. Generalmente il raggio della cassa è costante e quello della girante è crescente; le palette degli ultimi stadi risultano perciò di dimensione minore rispetto a quelle dei primi stadi. L'energia è fornita al gas dalle sole palette del rotore. L'aumento di pressione del gas è invece ripartito in parti uguali fra rotore e statore mediante la riduzione della velocità relativa alle palette conformate appositamente per questo scopo. Si definisce inoltre il *rapporto di compressione* come il rapporto fra la pressione a valle e quella a monte del compressore. Questo dipende sia dal numero di stadi che dalla forma delle palette e dalla velocità del rotore. Per il singolo stadio il valore del rapporto di compressione è all'incirca 1,25-1,30; per un intero compressore si può giungere fino a 16-20.

Pompe assiali. Sono in genere utilizzate per trasferire il fluido più che per accrescerne la pressione. Forniscono infatti a grandi portate di liquido basse *prevalenze* (si intende per prevalenza l'analogo del rapporto di compressione nei compressori). Hanno un basso numero di pale seguite da uno statore. A volte le pale del rotore sono orientabili mediante una rotazione intorno al proprio asse, per un funzionamento corretto nelle varie condizioni di lavoro.

Turbine assiali a gas e a vapore. Sono nella loro costituzione simili ai compressori assiali. Presentano però un aspetto divergente nel senso della corrente, per effetto della variazione di volume occupato dal fluido durante l'espansione. Nelle turbine a gas le palette del rotore e dello statore hanno forma molto svergolata soprattutto negli ultimi stadi. L'espansione avviene sia nel rotore che nello statore, le temperature elevate raggiunte durante l'espansione richiedono il ricorso a palette refrigerate mediante aria fredda che attraversa condotti all'interno della pala stessa. Le turbine a vapore vengono a loro volta suddivise in *turbine ad azione* quando l'espansione del vapore avviene nel solo statore. Esse si distinguono a loro volta in *turbine ad azione a salti di pressione* quando in ogni statore avviene un'espansione, *a salti di velocità* quando l'espansione avviene nel solo primo statore. Sono dette invece *turbine a reazione* quelle in cui l'espansione si distribuisce sia nello statore che nel rotore.

Turbine assiali idrauliche. Un esempio di queste macchine è la turbina **Kaplan**. Il rotore consiste in un mozzo centrale su cui sono calettate poche pale (4-8) mobili attorno al proprio asse per potere adattare la configurazione alle condizioni di funzionamento. La girante è sempre preceduta da un distributore, al quale l'acqua giunge attraverso una voluta di distribuzione periferica e che viene attraversato dalla corrente in senso radiale. Anche le pale del distributore sono orientabili, al fine di variare l'area di passaggio dell'acqua e modificare la potenza della turbina. Dopo il distributore il flusso ripiega in senso assiale ed entra nella girante. Particolare cura è dedicata al *diffusore* che rappresenta il condotto di scarico della turbina e che influisce sul rendimento della macchina stessa.



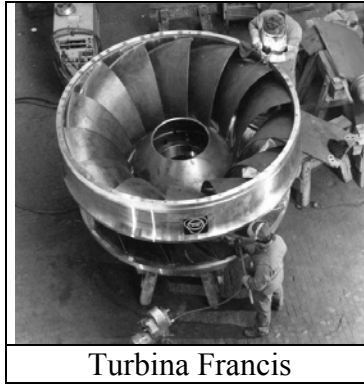
TURBOMACCHINE RADIALI. Il fluido entra o esce assialmente da una bocca perpendicolare all'asse del rotore ed esce o entra radialmente attraverso una voluta periferica di distribuzione. Nel primo caso si hanno macchine dette *centrifughe* (compressori e pompe) nel secondo *centripete* (turbine).

Compressori centrifughi. In queste macchine il fluido entra nel rotore in senso assiale e ne fuoriesce radialmente; spesso il rotore ha le palette disposte nel solo tratto radiale del percorso del gas. Poiché la velocità periferica della girante è variabile lungo il raggio, all'ingresso della macchina le palette presentano un imbocco sagomato diversamente ai vari raggi, per ricevere il fluido nel modo più opportuno al variare della velocità relativa. Alla periferia le palette del rotore possono essere rivolte tangenzialmente nel senso della velocità periferica o in senso contrario; molto più spesso sono radiali. All'uscita del rotore il gas viene raccolto da una voluta periferica a forma di chiocciola, che lo convoglia in un condotto tangenziale di estrazione. Il fluido già compresso nel rotore e da questo uscito a forte velocità, rallenta nella voluta comprimendosi ulteriormente. Spesso tra girante e voluta sono interposti delle palette al fine di produrre un più corretto rallentamento della velocità del gas ed operare una migliore compressione. Si hanno così *diffusori palettati* in contrapposizione a quelli *non palettati*. Il rapporto di compressione che si può raggiungere è pari a 3.

Pompe centrifughe. Sono molto simili ai compressori precedentemente visti. Il rotore può svilupparsi sino al tratto assiale di entrata del liquido ed il diffusore può essere o meno palettato. La palettatura quando presente è orientabile.

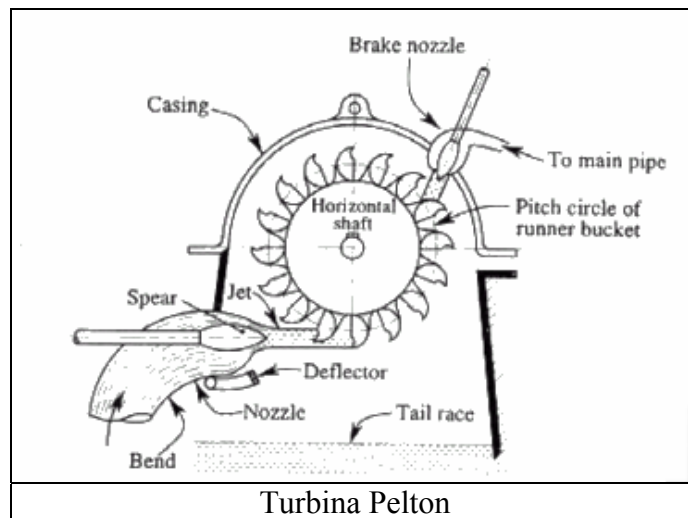
Turbine radiali a gas. il fluido entra nella macchina tramite una voluta periferica ed attraversa quindi i vani a sviluppo radiale compresi fra le palette del distributore. In questo il gas si espande parzialmente accelerando prima di entrare nel rotore. Durante l'evoluzione in quest'ultimo il gas cede lavoro alla girante e fuoriesce dalla macchina in direzione assiale. Le pale della girante sono all'ingresso puramente radiali, mentre all'uscita in prossimità del tratto assiale sono molto svergolate.

Turbine radiali idrauliche. Sono note come turbine **Francis**. I canali della girante presentano uno sviluppo tangenziale molto accentuato tanto da conferire alla palettatura un aspetto molto contorto. Le pale del distributore, percorse nel tragitto radiale dell'acqua, sono orientabili con rotazione attorno al proprio asse per poter variare la portata d'acqua che attraversa la macchina.



Turbina Francis

Turbomacchine a flusso aperto. In esse il fluido non è completamente guidato da canali costituiti da superfici solide, ma è libero. Un esempio sono le turbine **Pelton**. La girante della Pelton è costituita da un disco alla cui periferia è fissato un numero elevato di pale che si presentano come due cucchiai avvicinati. Il fluido viene inviato ad alta velocità al centro della pala in moto, si divide simmetricamente in due parti, scorre sul fondo dei due cucchiaini e fuoriesce all'indietro, rispetto alla girante, con una componente della velocità all'esterno lungo l'asse della macchina. Per la simmetria delle due pale non si hanno spinte assiali sull'albero del rotore. Il fluido che investe le pale, fuoriesce da un distributore costituito da un foro circolare, parzialmente ostruito al centro da una spina. La posizione assiale assunta da quest'ultima rispetto al distributore regola la portata di fluido immessa. Il tegolo ha la funzione di deviare il flusso per evitare che incida sulle pale prima di chiudere completamente l'effluo dal distributore quando sia necessaria una chiusura del sistema.



Turbina Pelton

POMPE DINAMICHE

Considerando l'espressione del primo principio della termodinamica per sistemi aperti:

$$dQ + dL = dh + dE_{pot} + dE_{cin}$$

dove

$$dh = dQ + dQ_{irr} + dL = dQ + dL_p + vdp,$$

in cui si è indicato con dL_p (ovvero dQ_{irr}) il lavoro perso per attrito mentre con vdp il lavoro di pulsione. Per una macchina operatrice attraversata da un fluido incompressibile che subisce variazioni di energia, tale espressione diviene:

$$dQ + dL = dQ + dL_p + vdp + g dz + cdc$$

ed integrata fra due sezioni a valle e a monte della macchina fornisce:

$$L - L_p = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho}$$

oppure

$$\frac{c_1^2}{2} + gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + L = \frac{c_2^2}{2} + gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + L_p$$

che rappresenta il bilancio energetico in forma idraulica.

La medesima espressione può essere riscritta in termini di altezze (tutte quindi espresse in m):

$$\frac{c_1^2}{2g} + z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + L = \frac{c_2^2}{2g} + z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + Y$$

dove

z_1 e z_2 [m] sono le altezze sul piano di riferimento dei baricentri delle sezioni di ingresso e di uscita della macchina;

c_1 e c_2 [m/s] sono le velocità di riferimento del fluido nelle sezioni considerate;

p_1 e p_2 [kg/m^2] sono le pressioni nelle sezioni considerate;

γ [kg/m^3] peso specifico del fluido;

L [m] lavoro specifico, cioè energia ceduta dalla macchina al fluido;

Y [m] perdita di carico idraulico, cioè energia meccanica perduta a causa degli attriti interni.

L'energia meccanica totale, rappresentata dalla somma dei termini di posizione, di pressione e cinetico, espressa in m di colonna di fluido, è detta *carico idraulico* (H_i , dove i indica la sezione in esame). Nel caso in cui si consideri un condotto nel quale non si ha scambio di lavoro con l'esterno e il fluido sia ideale (assenza di attriti) allora il carico idraulico dovrà essere costante:

$$H_i = \frac{c_i^2}{2g} + z_i + \frac{p_i}{\gamma} = \text{cost.}$$

Prevalenza monometrica. Lo scopo delle pompe è quello di variare l'energia meccanica, cioè il carico idraulico, del fluido che le attraversa. Il lavoro specifico utile della pompa è allora l'incremento di carico idraulico del fluido fra le due sezioni di ingresso e di uscita. Tale grandezza si definisce *prevalenza monometrica* della pompa e vale:

$$H_p = H_2 - H_1 = \frac{c_2^2}{2g} + z_2 + \frac{p_2}{\gamma} - \frac{c_1^2}{2g} - z_1 - \frac{p_1}{\gamma} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\gamma}.$$

Se le sezioni di ingresso e di uscita hanno uguale diametro, le velocità del fluido in ingresso ed in uscita saranno uguali; se altresì le quote dei baricentri in ingresso ed in uscita saranno le medesime (oppure la differenza risulti trascurabile) allora la prevalenza monometrica della pompa andrà a rappresentare l'incremento di pressione subito dal fluido nell'attraversare la macchina:

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma}$$

L'equazione di bilancio energetico in forma idraulica precedentemente scritta e qui ora richiamata:

$$\frac{c_1^2}{2g} + z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + L = \frac{c_2^2}{2g} + z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + Y,$$

può essere riformulata come segue:

$$L_p = H_p + Y,$$

il che sta a significare che il lavoro scambiato tra la macchina ed il fluido (L_p) non va integralmente ad incrementare l'energia meccanica del fluido (H_p) ma una parte è perduta per attriti (Y). Si può quindi definire un rendimento idraulico come il rapporto tra la prevalenza della pompa ed il lavoro ceduto al fluido:

$$\eta_i = \frac{H_p}{L_p} = \frac{H_p}{H_p + Y}$$

Determinazione delle prestazioni richieste da una pompa in base alle caratteristiche dell'impianto. Come detto una pompa è una macchina operatrice impiegata per conferire una certa energia meccanica ad una certa portata utile di fluido elaborato. È necessario perciò determinare l'energia meccanica che la pompa deve conferire al fluido, cioè la prevalenza richiesta dall'impianto. La determinazione della prevalenza di una pompa si esegue quindi calcolando il valore dei carichi idraulici che la corrente fluida deve avere a valle e a monte della pompa in relazione alle caratteristiche dell'impianto in cui la pompa è inserita. La prevalenza necessaria risultante sarà funzione non solo dei livelli energetici dei punti di arrivo e di partenza, ma anche degli elementi costruttivi dell'impianto come il diametro e la superficie interna delle tubazioni, numero e tipo di valvole inserite, etc. Considerando un caso generale riportato in figura, in cui si vuole sollevare la portata Q di fluido da un serbatoio di grande capacità a pelo libero ad un serbatoio chiuso in cui agisca la pressione p_m .

Si suppone di calcolare i carichi idraulici nelle sezioni 1 e 2 partendo dai carichi delle superfici libere dei due serbatoi a (adduzione) ed m (mandata). Si avrà allora in adduzione:

$$H_a = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{c_a^2}{2g} = \frac{P_a}{\gamma} \text{ potendo trascurare la velocità in adduzione (il liquido è praticamente fermo);}$$

$$\text{in mandata analogamente } H_m = \frac{P_m}{\gamma} + \frac{c_m^2}{2g} + z_m.$$

Per ricondursi alla sezione 1 bisognerà sottrarre al carico idraulico in a le seguenti perdite:

- le perdite di carico concentrate per il passaggio di fluido nella valvola di fondo ($Y_{av} = \frac{c_{av}^2}{2g}$)

- le perdite di carico distribuite nella tubazione calcolabili con la formula di Darcy ($Y_a = k \frac{Q^2}{D^5} l_a$)
- la differenza di quota fra il pelo libero di adduzione e l'ingresso della pompa

Quindi:

$$H_1 = H_a - Y_a - Y_{av} - z_0 = \frac{P_a}{\gamma} - Y_a - Y_{av} - z_0 ;$$

analogamente per la sezione 2 bisognerà considerare il carico idraulico in m incrementato delle perdite a valle della pompa:

- perdite nella tubazione ($Y_m = k \frac{Q^2}{D^5} l_m$)
- le perdite di carico concentrate per il passaggio di fluido nella valvola ($Y_{mv} = \frac{c_{mv}^2}{2g}$)

quindi $H_2 = H_m + Y_m + Y_{mv} = \frac{P_m}{\gamma} + z_m + \frac{c_m^2}{2g} + Y_m + Y_{mv}$. La prevalenza monometrica della pompa risulterà quindi essere la differenza fra l'energia meccanica dei due stati limite più tutte le perdite:

$$H_p = H_2 - H_1 = \frac{P_m - P_a}{\gamma} + (z_m + z_0) + \frac{c_m^2}{2g} + \sum Y.$$

Si noti che la pressione agente sulle superfici libere dei serbatoi è espressa in metri di colonna di fluido. La pressione atmosferica espressa in metri di colonna d'acqua è 10.33 m al livello del mare e diminuisce con l'altitudine di circa 1 m per ogni 1000 m.

Numero caratteristico di giri. Nel caso delle macchine idrauliche si definisce il numero di giri caratteristico dinamico (n_D) la seguente espressione:

$$n_D = n \frac{N^{1/2}}{(gH)^{5/4}}$$

dove:

n rappresenta il numero di giri della pompa;

N rappresenta la potenza della pompa;

g è l'accelerazione di gravità;

H è il carico idraulico della pompa.

Trattando delle turbopompe risulta più conveniente riferirsi anziché alla potenza N , alla portata Q , considerando quindi la seguente relazione tra potenza e portata:

$N = \frac{\gamma QH}{\eta_{tot}}$ dove si è indicato con γ il peso specifico del fluido (cioè il prodotto tra la densità e

l'accelerazione di gravità) e con η_{tot} il rendimento totale della pompa. Sostituendo quindi la precedente espressione della potenza nella relazione che definisce il numero caratteristico di giri dinamico si avrà:

$$n_D = n \frac{N^{1/2}}{(gH)^{5/4}} = n \frac{\left(\frac{\gamma QH}{\eta_{tot}}\right)^{1/2}}{(gH)^{5/4}} = n \frac{Q^{1/2}}{(gH)^{3/4} \eta_{tot}^{1/2}} = \frac{n_s}{\eta_{tot}^{1/2}}$$

n_s è definito quindi come:

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

e rappresenta il numero di giri caratteristico adimensionale, o *indice di forma*. Tale indice è dimensionale ed indipendente dal tipo di fluido elaborato dalla girante. Assume inoltre lo stesso valore qualunque siano le unità di misura impiegate per le grandezze che lo definiscono purchè congruenti. Il numero caratteristico di giri così definito è individuato in base alla forma della girante (caratteristiche geometriche) e della corrente (caratteristiche dinamiche). Questo significa che una volta definita la macchina e le caratteristiche della corrente sarà di conseguenza assegnato il valore all'indice di forma. Non è invece vero il contrario: definito un indice di forma esistono infinite possibili configurazioni di macchine e tipi di corrente. Questo significa che due macchine molto diverse fra loro possono avere lo stesso indice di forma. Il numero caratteristico di giri è anche detto *velocità caratteristica* dato che al suo crescere, tenuti costanti portata e carico idraulico, cresce la velocità di rotazione della macchina. L'indice di forma risulta anche un parametro importante per poter avere informazioni sulla tipologia di macchina da impiegare in funzione del valore che esso assume:

$$\begin{aligned} n_s &= 15 \div 60 && \text{giranti centrifughe;} \\ n_s &= 50 \div 150 && \text{giranti a flusso misto;} \\ n_s &= 120 \div 300 && \text{giranti a flusso assiale.} \end{aligned}$$

La suddivisione sopra elencata non deve considerarsi tassativa soprattutto nelle zone in cui i campi si sovrappongono, ma è raro optare per configurazioni geometriche e cinematiche diverse da quelle suggerite dall'indice di forma. Nella pratica non si realizzano giranti con indice di forma minore di ca. 15, né al di sopra di ca. 300 soprattutto per ragioni che riguardano il rendimento. Se i dati di progetto di una pompa (n , Q , H) danno luogo ad un indice di forma pari ad esempio a 5 vuole dire che la prevalenza richiesta, rapportata alla portata, troppo elevata per un solo stadio e si dovrà ricorrere ad una pompa pluristadio; se invece l'indice di forma risultasse ad esempio pari a 1000 ciò vuole dire che la portata è eccessiva per una sola macchina e sarà necessario mettere in parallelo più pompe.

Cavitazione e metodi per ovviarla

La cavitazione rappresenta quel complesso di fenomeni dannosi che si verificano in un liquido quando la pressione locale scende al di sotto di un certo valore (generalmente il valore della tensione di vapore) e vengono a formarsi delle bolle di vapore a cui si aggiungono anche i gas eventualmente disciolti nel liquido. Se il liquido è in moto le bolle così formate vengono trascinate dal fluido circostante e quando transitano in zone a pressione più alta vengono rapidamente riassorbite. Se ciò accade vicino a superfici solide provoca danni al materiale delle superfici in corrispondenza delle zone di riassorbimento. La spiegazione meccanica del fenomeno della cavitazione risiede nella rapida condensazione del vapore formatosi che provoca degli urti anelastici che martellano il materiale predisponendo le superfici colpite a successive corrosioni. Le sollecitazioni possono raggiungere anche il valore di qualche centinaia di MPa. Altre conseguenze

del fenomeno della cavitazione sono brusche cadute di prestazioni energetiche, vibrazioni ed irregolarità del flusso della corrente. Il fenomeno della cavitazione quindi deve essere sempre tenuto in considerazione tanto in fase di progetto quanto in fase di installazione della pompa.