

MACCHINE OPERATRICI VOLUMETRICHE

Generalità

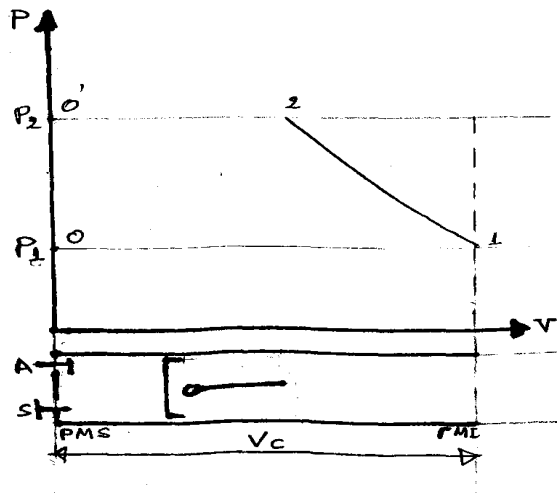
Le macchine operatrici di tipo volumetrico rivestono una grande importanza dal punto di vista applicativo in quanto contrariamente alle turbomacchine sono destinate allo smaltimento di portate più modeste e nello stesso tempo sono rivolte al conferimento di prevalenze, di Δp , di entità piuttosto rilevante rispetto a quelle conseguibili con un solo stadio di una turbomacchina. Per renderci conto di questo fatto diciamo che per esempio un rapporto di compressione pari a 3 è più che banale per un compressore alternativo, mentre per un turbocompressore assiale i β e Δp sono molto modesti. Si tratta quindi di macchine che hanno la loro notevolissima importanza sul piano industriale in quanto sono ordinariamente complementari rispetto alle turbomacchine proprio perchè destinate a portate più modeste e Δp più elevati a parità di numero di stadi. Parlare di portata per una macchina alternativa ha un significato diverso rispetto ad una turbomacchina in quanto come sappiamo funzionando a regime continuo esse elaborano istante per istante la medesima quantità di massa di fluido, sia in ingresso che in uscita. La macchina alternativa o meglio la macchina volumetrica al contrario in genere elabora volumi finiti perchè ha bisogno di acquisire il fluido all'interno della camera cilindrica durante le 2 corse del giro di manovella. Esiste quindi una certa frazione del giro di manovella che è dedicata all'aspirazione del fluido, cioè all'ingresso del medesimo nella camera cilindrica, un'altra frazione è dedicata all'uscita, ossia alla mandata del fluido, all'espulsione del fluido a favore dell'utente. Infine la rimanente parte del periodo angolare della macchina è quella in cui a valvole chiuse il fluido opera all'interno della camera cilindrica la propria trasformazione energetica, quella per la quale la macchina è nata. Quando quindi parliamo di portata chiaramente dobbiamo parlare di una portata media durante il periodo della macchina stessa, periodo che ordinariamente è di un angolo giro. La portata Q media alla quale facciamo riferimento non è altro che :

$$Q = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} q(\theta) d\theta$$

Se quest'ultima la moltiplichiamo per la densità, supposta uniforme all'ingresso o all'uscita della macchina, otteniamo la portata in massa. Le macchine volumetriche non sono tutte alternative ossia non sono tutte fondate cinematicamente sul sistema biella manovella, che sono le più diffuse e sono quelle in cui il fluido opera all'interno di una camera cilindrica a volume variabile in virtù dello spostamento dello stantuffo. Ci sono anche delle macchine volumetriche di tipo rotativo come ad esempio una pompa ad ingranaggi. Per ora ci occupiamo delle macchine alternative e distinguiamo i due sotto campi che sono i compressori e le pompe. Anche se la cinematica è la stessa il compressore e la pompa presentano funzionamenti molto diversi tra loro in quanto la comprimibilità del fluido gioca un ruolo decisamente dominante nei confronti di quelle che sono le caratteristiche funzionali e le prestazioni della macchina stessa. Inoltre i problemi tipici di esercizio sono fortemente differenziati, tanto è vero che limitandoci per fissare le idee ad un compressore il rendimento volumetrico risulta macroscopicamente inferiore in sede limite, mentre invece nel caso di una pompa, la dove non gioca un ruolo la comprimibilità del fluido, il rendimento volumetrico è in sede limite unitario dato che la sua diminuzione rispetto all'unità è dovuto soltanto alla fuga di fluido attraverso le tenute.

Ci soffermiamo alla sede limite considerando per il momento un caso privo di riscontro reale in cui il punto morto superiore dello stantuffo coincida con la posizione fissa del cielo della camera cilindrica. In altri termini ipotizziamo che il volume a disposizione del fluido passi da un minimo, di volume nullo, fino ad un massimo pari alla cilindrata della macchina. Questa è una situazione non realistica ma ci serve per fare determinati confronti.

In un sistema di assi cartesiani prendiamo sulle ordinate la pressione assoluta del fluido mentre in ascisse possiamo mettere o il volume a disposizione del fluido oppure la corsa s che è proporzionale al volume attraverso la sezione della camera cilindrica che sarà:



$$A = \frac{p \cdot D^2}{2}$$

D è il diametro della camera cilindrica

Supponiamo di vedere la camera cilindrica sovrapposta all'asse dei volumi che sono i volumi occupati dal fluido e non volumi specifici.

Nella figura si vede l'accomodazione di una valvola di aspirazione e una di scarico che portano essere aperte o chiuse a seconda della posizione angolare della manovella, cioè a seconda della posizione dello stantuffo.

Vediamo come funzionerebbe la macchina per il fatto di aver ipotizzato il punto morto superiore (P.M.S.) coincidente con la posizione di volume nullo, ipotesi non realistica, dato che lo stantuffo arrivato al punto morto superiore necessita di un sia pure piccolo volume a disposizione del fluido, dato che la sola presenza delle valvole richiede un piccolo spazio di respiro.

Inoltre anche se le valvole fossero dal punto di vista meccanico incastonate nel cielo in maniera tale da non richiedere occupazione di volume per conto proprio, è chiaro che non si può progettare una macchina con tolleranza nulla tra una superficie fissa e una superficie mobile.

Indichiamo con V_c la cilindrata e supponiamo, per il momento, di non avere bisogno di alcun volume al punto morto superiore, cioè supponiamo che il volume morto o il volume nocivo sia nullo.

Se chiamiamo p_1 e p_2 le pressioni d'ingresso e di uscita della nostra macchina monocilindrica possiamo immaginare che nella prima semicorsa dal P.M.S. al P.M.I., quindi per una durata di 180° di manovella, la valvola di aspirazione venga aperta mentre rimane chiusa la valvola di scarico. Il fluido entra nella camera cilindrica e in sede limite non essendo soggetto a nessuna perdita di carico entrerà a pressione costante.

Nota bene: la linea 0-1 indicata in figura descrive l'ammmissione del fluido. Ogni punto di questa linea ci dice che, a un certo istante angolare per la posizione dello stantuffo corrispondente, il fluido che occupa la camera cilindrica e tanto ma non rappresenta una trasformazione termodinamica. Il piano è quello pressione volume occupato dal fluido tanto è vero che il fluido entra a pressione costante ma anche a temperatura costante cioè in definitiva non subisce alcuna trasformazione termodinamica, neppure le perdite fluidodinamiche che in sede limite ignoriamo. La traccia 0-1 rappresenta l'ammmissione del fluido. Al punto 1 cioè al punto morto inferiore s'inverte il moto dello stantuffo. A questo punto la valvola di aspirazione che di regola, salvo casi particolari è una valvola automatica, si chiude

immediatamente perchè la diminuzione di volume dovuta all' inversione del moto dello stantuffo fa sì che la valvola si chiuda essendo tarata per una determinata pressione .

Il gas comincia ad essere compresso secondo un processo che in sede limite è adiabatico isoentropico. Bisogna specificare che, se si tratta di macchine molto piccole, la dove il rapporto tra la superficie della camera e il volume è elevato, il modello adiabatico incomincia a diventare problematico perchè gli scambi termici con l' esterno diventano non trascurabili. Pensando quindi alle taglie medie e grandi o anche medio piccole possiamo supporre in sede limite la compressione adiabatica isoentropica e in sede ideale non più isoentropica ma ancora adiabatica. Raggiunta una certa pressione p_2 sulla quale è stata tarata la valvola di scarico , essa si apre proprio perchè glie lo impone la pressione di taratura .

Aperta la valvola di scarico il fluido viene trasferito all' esterno , fase 2-0' ,che non è una trasformazione ma una fase di espulsione del fluido , quindi nel diagramma (non parliamo di ciclo) di funzionamento nel piano p-V , (pressione -volume occupato dal fluido e non volume specifico) , l'unica fase che corrisponde ad una trasformazione termodinamica è la fase 1-2 cioè la fase in cui si ha la compressione che avviene a valvole chiuse.

Tutto questo accade nella macchina di riferimento caratterizzata da volume nocivo nullo e cioè da volume nullo occupato dal fluido in corrispondenza del punto morto superiore .

Al punto morto superiore lo stantuffo , finito la sua corsa ,deve invertire il moto e quindi ritorna al punto morto inferiore. La taratura delle 2 valvole farà sì che istantaneamente si chiude la valvola di mandata e si apre la valvola di aspirazione .

La fase 0'0 non esiste perchè in corrispondenza del punto morto superiore, per le ipotesi che abbiamo fatto, neanche una molecola di gas rimane prigioniera nel volume occupabile per cui da 0' si passa a 0 senza soluzione di continuità in quanto si chiude la valvola di scarico, si apre la valvola di aspirazione e entra il fluido nuovo.

Pertanto la fase 0'0 non ha nessun significato .

In una macchina del genere in sede limite vogliamo determinare il lavoro meccanico consumato dalla macchina stessa per Kg di fluido operante.

Questo è il solito lavoro tecnico che abbiamo calcolato più volte:

$$L = \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad (S = \cos t)$$

$$\text{Con la legge della trasformazione } p v^k = p_1 v_1^k = \text{cost} \quad k = \frac{c_p}{c_v}$$

$$L = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{r_1} \left[b^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad b = \frac{p_2}{p_1}$$

Questo è il lavoro limite (il lavoro reale lo abbiamo visto nelle turbine a gas)

Naturalmente la portata M è data da :

$$M = r_1 \cdot V_c \frac{n}{60}$$

In assenza di volume nocivo la portata del fluido elaborata dalla macchina è proporzionale attraverso il numero di giri alla cilindrata della macchina stessa.

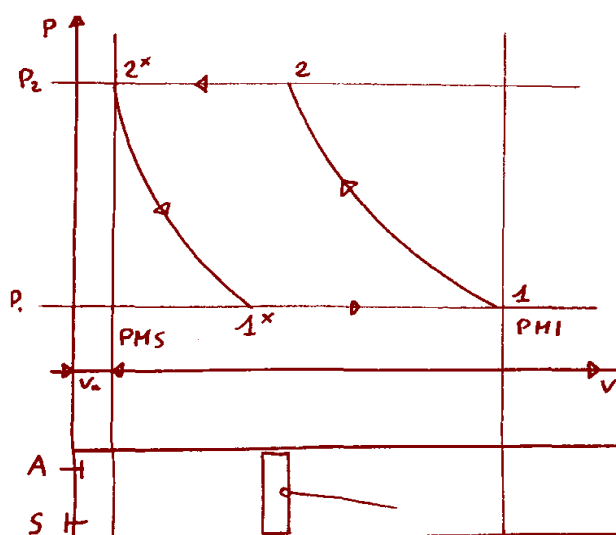
Vedremo che per effetto del volume nocivo , cioè per il fatto che il volume occupato dal gas allo scarico, cioè nel punto morto superiore , non può essere nullo , deriva l' impossibilità di intrappolare ad ogni giro di manovella una quantità di fluido volumetricamente uguale alla cilindrata.

Questo avrà come conseguenza che il rendimento volumetrico della macchina è inferiore all' unità quindi l' espressione della portata verrà ridotta rispetto a quella ora calcolata in quanto dovrà essere moltiplicata per un rendimento volumetrico .

Studio della sede limite in presenza del volume nocivo

Abbiamo studiato la sede limite di un compressore alternativo secondo le ipotesi semplificative già premesse con l'ipotesi aggiuntiva di volume nocivo nullo , ovvero di volume nullo a disposizione del fluido in corrispondenza del punto morto superiore (PMS) . Ipotesi questa priva di significato sul piano pratico sia perchè i giochi meccanici delle coppie cinematiche vengono lasciati liberi del proprio recupero sia per la mobilità delle valvole , la quale richiede ordinariamente un sia pur minimo spazio di respiro .

Vediamo come funziona la stessa macchina ancora in sede limite quando il volume nocivo sia presente come nella realtà .



La cilindrata descrive tutto il volume a disposizione del fluido tra le due posizioni estreme dello stantuffo cioè tra il PMS e il PMI .

Abbiamo inoltre un certo volume che prende il nome di volume nocivo o spazio morto che corrisponde al volume a disposizione del fluido in corrispondenza del punto morto superiore

In sostanza il volume minimo a disposizione del fluido è dato dal volume nocivo mentre il volume massimo è chiaramente la somma della cilindrata e del volume nocivo.

Supponiamo come avviene nella maggior parte dei casi che le valvole del compressore siano automatiche , si aprano automaticamente quando il Δp tra i due ambienti che esse collegano raggiunge un determinato valore , quello di taratura.