

Immaginiamo di partire da un istante in cui il fluido è entrato completamente nella camera cilindrica, cioè partiamo dal PMI.

Finita la fase di aspirazione lo stantuffo inverte il senso del proprio moto e quindi inizia la sua seconda semicorsa verso il PMS.

Per effetto della tendenza di diminuzione del volume. Immediatamente si chiude la valvola di aspirazione che era aperta perchè la pressione di taratura sarà la p_1 di aspirazione e quindi il gas comincia a comprimersi con le valvole chiuse. Abbiamo quindi che la 1-2 oltre che una fase è una trasformazione termodinamica.

La compressione in sede limite è anche una adiabatica isoentropica non considerando eventuali scambi di calore con l'esterno che in realtà non sarebbero trascurabili nel caso di macchine molto piccole.

Ad un certo punto si raggiungerà la pressione p_2 che è la pressione alla quale si desidera inviare il gas compresso all'utenza ed è anche uguale o prossima alla pressione di taratura della valvola di scarico quindi la valvola di scarico si apre e la rimanente frazione di corsa del pistone dal punto 2 fino a 2^* è interessata dallo scarico del fluido. Si parla anche di scarico forzato perchè è operato meccanicamente dallo spostamento dello stantuffo. Arriviamo a fine corsa cioè al punto 2^* , il fluido non è stato interamente sfrattato dalla camera cilindrica in quanto una parte di gas compresso occupa una camera di volume V_n che è appunto il volume minimo a disposizione del fluido nella macchina.

A questo punto lo stantuffo inverte il senso del moto e comincia a muoversi verso il PMI. Ovviamente a questo punto abbiamo la chiusura della valvola di scarico in quanto la tendenza verso l'aumento di volume fa sì che la pressione all'interno della camera scenda al di sotto del valore di taratura della valvola di mandata, di scarico che dir si voglia, e allora abbiamo una fase che addiamo indicato proprio come 2^*-1^* che rappresenta l'espansione del fluido intrappolato nel volume nocivo e che non era stato sfrattato dalla macchina.

Si tratta ovviamente di una massa di fluido di entità molto piccola in quanto il rapporto tra il volume nocivo e la cilindrata è dell'ordine di alcuni percento.

In ogni caso abbiamo che il passaggio dalla pressione massima p_2 alla minima p_1 avviene attraverso la trasformazione di una certa quantità di fluido che naturalmente è una espansione e possiamo ritenere nelle ipotesi che abbiamo fatto che l'espansione avvenga adiabaticamente ed isoentropicamente e quindi con lo stesso esponente k che è uguale a c_p / c_v già adoperata nella compressione.

Nella macchina priva di volume nocivo in corrispondenza del PMS avevamo la contemporanea chiusura della valvola di scarico e apertura della valvola di aspirazione. Passavamo dal punto 2^* al punto 0 senza soluzione di continuità ma non avevamo una trasformazione che collegava il diagramma di funzionamento dalla pressione massima p_2 alla pressione minima p_1 ma semplicemente la fine dello scarico di tutto il fluido lavorato nel giro di manovella precedente e l'inizio dell'aspirazione del fluido nuovo che bussava alla valvola di aspirazione.

Qui per effetto di questa espansione (vedi figura) non riusciamo a richiamare fluido dall'esterno, non riusciamo a rinnovare la carica di fluido fresco sino a quando l'espansione non si è sviluppata integralmente e cioè sino a quando il fluido non ha raggiunto la stessa pressione p_1 minima che poi coincide con la pressione di aspirazione.

Quando la pressione viene raggiunta nel punto 1* soltanto allora la valvola di aspirazione si apre perchè si è raggiunta la pressione di taratura che gli consente di aprirsi .

Allora abbiamo il richiamo del fluido dall'esterno , volumetricamente noi aspireremo una quantità di fluido pari a $V_1 - V_1^*$ quindi mentre in assenza di volume nocivo quando V_n è uguale a zero aspiriamo una quantità di fluido esattamente pari a V_c , cioè pari alla cilindrata , con V_n maggiore di zero aspiriamo un volume , chiamiamolo effettivamente aspirato $V_e = V_1 - V_1^*$.

Quindi se noi facciamo il rapporto tra la massa effettivamente aspirata di fluido e la massa aspirabile in assenza di volume nocivo il rapporto , tenendo conto che il rapporto delle masse è uguale al rapporto dei volumi ⁽¹⁾ possiamo scrivere:

$$h_v = \frac{m_e}{m_{V_n=0}} = \frac{V_e}{V_c}$$

Questo rapporto prende il nome di rendimento volumetrico o coefficiente di riempimento ed ha il significato molto chiaro .

Esso rappresenta il rapporto tra il volume di fluido effettivamente aspirato e il volume che sarebbe aspirato qualora la macchina fosse caratterizzata dall' assenza di volume nocivo . E' come dire che in assenza di volume nocivo possiamo riferirsi allo stesso diagramma identico ma con l'asse delle pressioni spostato a destra per una quantità pari esattamente al volume nocivo lasciando inalterata la cilindrata .

Naturalmente il diagramma di funzionamento è un diagramma a massa variabile perchè mentre la compressione 1-2 è operata da una quantità di fluido pari a $m = \rho_1(V_c + V_n)$ e cioè la compressione è eseguita dalla intera massa di fluido che si trova bloccata all' interno del cilindro alla fine dell'aspirazione cioè al PMI l'espansione 2*-1* viene compiuta da una quantità di fluido $\Delta m = \rho_1 V_1^*$. ⁽²⁾

Vediamo un attimo da quali parametri dipende il rendimento volumetrico che possiamo esprimere in funzione di due parametri la frazione di volume nocivo rispetto alla cilindrata, e il rapporto β manometrico di compressione , oltre che dalla natura del fluido.

⁽¹⁾ Il rapporto delle masse in sede limite è anche uguale al rapporto dei volumi in quanto la massa è uguale al prodotto di un volume per una densità ρ_1 in condizioni di aspirazione .

⁽²⁾ Sull'aspetto della spesa il lavoro in relazione alla diversa massa che opera nella macchina si parlerà tra poco.

RENDIMENTO VOLUMETRICO

$$b = \frac{p_2}{p_1} \quad k = \frac{c_p}{c_v} \quad \text{fluido gas perfetto } c_p = c_v = \text{cost (IDEALE)}$$

$$h_v = \frac{V_e}{V_c} = \frac{V_1 - V_1^*}{V_c} \quad \text{sommando e sottraendo al numeratore } V_n$$

$$h_v = \frac{(V_1 - V_n) - (V_1^* - V_n)}{V_c} = 1 - \frac{V_1^* - V_n}{V_c} \quad (V_1 - V_n) = V_c$$

$$h_v = 1 - \frac{V_n}{V_c} \left(\frac{V_1^*}{V_n} - 1 \right) \quad \text{ora esprimiamo } \frac{V_1^*}{V_n} \text{ dove } V_1^* \text{ è il volume a disposizione del gas}$$

alla fine dell'espansione e $V_n = V_2^*$ il volume a disposizione del gas all'inizio dell'espansione

Supponendo l'espansione adiabatica isoentropica quindi è valida la legge $p v^k = \text{cost}$ ove v

è il volume specifico ed essendo la trasformazione a valvole chiuse possiamo scrivere $p v^k = \text{cost}$

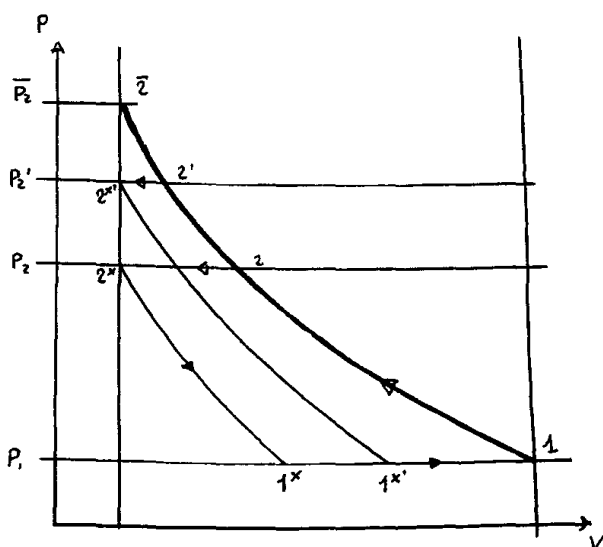
$$\frac{V_1^*}{V_n} = \frac{V_1^*}{V_2^*} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = b^{\frac{1}{k}}$$

Abbiamo la espressione del rendimento volumetrico

$$h_v = \frac{V_e}{V_c} = 1 - \frac{V_n}{V_c} \left[b^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

In altri termini vediamo che una volta disegnata la macchina quindi fissato V_n/V_c una volta fissato il gas che vi opera, ad esempio aria con $k=1.4$, il rendimento volumetrico diminuisce nella misura in cui aumenta β ovvero se facciamo funzionare la stessa macchina alterando il valore di taratura della valvola di scarico (p_2) vediamo che il rendimento volumetrico diminuisce ovvero vediamo che rispetto alla cilindrata il volume di gas aspirato effettivamente all'interno della macchina ad ogni giro di manovella diminuisce.

E di questo qualitativamente possiamo renderci conto anche da una considerazione geometrica.



Infatti nel piano p-V indicate con p_1, p_2 , le pressioni di aspirazione e di scarico supponiamo di far funzionare il compressore con una certa pressione di scarico p_2 tarando la valvola.

Il funzionamento è quello indicato in figura, nella quale si indica la compressione e l'espansione con tratto spesso che vuole simboleggiare la trasformazione termodinamica, mentre le due fasi di aspirazione e scarico che non hanno nulla a che fare con una trasformazione termodinamica sono indicate a tratto sottile.

Supponiamo ora di aumentare la pressione della valvola di taratura di scarico, al punto p_2' . Avremo in sede limite lo stesso diagramma di funzionamento cioè da 1 a 2, poi la compressione continuerà ulteriormente, avremo uno scarico diciamo così “di corsa più ridotta” dopo di che l’espansione del fluido che questa volta descriverà una curva del tipo indicato in figura. La fine dell’espansione sarà in corrispondenza di un punto 1^* spostato a destra rispetto alla precedente, il che ci dice che la corsa di aspirazione del fluido per la carica stessa è più ridotta rispetto a prima. Questa volta il volume effettivo è $V_1 - V_1^*$. In altri termini abbiamo per così dire un inquilino più ingombrante all’inizio dell’ aspirazione, che limita naturalmente la quantità di fluido che può essere rinnovato per il diagramma di lavoro successivo. Notare bene che se noi scegliamo una pressione di taratura opportuna, addirittura si azzerà il rendimento volumetrico. Precisamente se noi scegliamo la pressione di taratura per esempio p_2 segnato, che corrisponde alla intersezione tra la retta $V=V_n$ la curva di compressione, è chiaro che scegliendo la pressione di taratura su questo valore una volta che il fluido ha raggiunto il P.M.S senza che la valvola di scarico si apra tutta la quantità di fluido è pronta per effettuare la successiva espansione senza che nemmeno una molecola di fluido venga scaricata all’esterno Il compressore funziona sempre con la medesima quantità di fluido, non esiste la possibilità di rinnovamento in quanto sia la fase di aspirazione che la fase di scarico sono state letteralmente distrutte in quanto il fluido ha bisogno dell’intera escursione dello stantuffo dal P.M.S al P.M.I e viceversa per descrivere completamente la compressione e l’espansione. In definitiva una macchina che funziona così non è in grado di trasmettere all’utenza alcuna portata di fluido, il rendimento si è ridotto a zero .
Se noi facciamo il calcolo del valore di β^* , dobbiamo imporre che :

$$\left(\frac{V_n + V_c}{V_n} \right)^k = \frac{\overline{p_2}}{p_1} = \overline{\beta}$$

Questa relazione ci permette di determinare il valore del massimo valore del rapporto manometrico di compressione β per il quale può funzionare questa macchina monocilindrica in condizioni di rendimento volumetrico nullo. Se facciamo il calcolo vediamo che tale valore dipende anche piuttosto pesantemente dal valore della frazione del volume nocivo rispetto alla cilindrata ,tale valore oscilla da qualche % sino a un 5-6% ,ma in ogni caso è evidente che il β corrispondente al rendimento volumetrico nullo ha un valore piuttosto elevato. In pratica il singolo stadio viene progettato e realizzato con valori di β sufficientemente contenuti, normalmente non si supera il valore di 3 o 4 quindi molto ma molto al di sotto del β che corrisponde all' annullarsi del rendimento volumetrico. Questa limitazione cautelativa è molto forte ed è dovuta a 2 esigenze altrettanto forti. Da un lato abbiamo l’esigenza di ottenere rendimenti volumetrici elevati. Il rendimento volumetrico è un bene che sia elevato per il fatto che a parità di cilindrata, cioè a parità di geometria di base della macchina e a parità di velocità di rotazione dell’albero, la portata di fluido, sia aspirate che servita all’utenza, aumenta nella misura in cui aumenta il rendimento volumetrico in quanto la portata M (media) della macchina è data da:

$$M = r_1 V_c \frac{n}{60} h_v \quad h_v V_c = V_e$$

V_e : volume aspirato ad ogni rinnovo di carica

Quindi da un lato abbiamo l’esigenza di sfruttare al meglio la macchina ovvero di aumentare il più possibile la portata di fluido aspirabile trasferibile all’utenza a parità di cilindrata e a parità di giri.

Ci sono anche altri motivi che sono sotto certi effetti ancora più vincolanti. Chiaramente nella misura in cui aumentiamo il rapporto di compressione β su una singola macchina, su un singolo stadio, aumentiamo a parità di temperatura iniziale del fluido la temperatura finale perchè come sappiamo :

$$\frac{P_2}{P_1} = b^e \quad \text{essendo } e = \frac{k-1}{k}$$

Se noi immaginiamo di assegnare a β valori molto elevati vediamo che la temperatura finale T_2 può essere inaccettabile per diversi punti di vista diversi ma tutti concordanti tra loro:

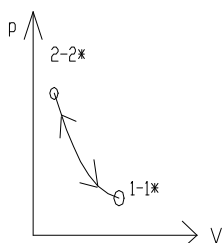
a) perchè un surriscaldamento eccessivo della macchina può provocare dilatazioni termiche differenziali, indesiderabili. In particolare queste dilatazioni possono riguardare gli elementi di tenuta delle valvole automatiche , ad esempio delle lamelle che vengono a chiudere la sede oppure aprirla a seconda del valore della pressione di taratura. Una dilatazione termica eccessiva può provocare una caduta di tenuta delle valvole con effetti devastanti per il buon funzionamento del compressore .

b) Una temperatura eccessiva del fluido può facilmente deteriorare la capacità lubrificante dell'olio in quanto quest'ultimo all'aumentare della temperatura perde la propria viscosità .

c) Temperature eccessive possono deteriorare l'olio combustibile e quindi provocare la produzione di prodotti carboniosi i cui effetti sono chiaramente devastanti sia perchè la lubrificazione non sarà più attiva sia perchè si hanno incrostazioni che danno luogo ad ulteriore surriscaldamento .

d) in casi estremi l'aumento di temperatura può essere nocivo per parti metalliche essenziali della macchina stessa. In definitiva β deve essere convenientemente contenuto, un valore di 3-4 per macchine di taglia medio grande è una gamma che corrisponde alla pratica usuale. Per impianti particolari ad esempio impianti di compressione impiegati nella sintesi di prodotti chimici , la dove i rapporti di compressione totali sono dell' ordine di 100 fino a 500 od anche di più ,si usano talvolta tanti stadi in serie e il β del singolo stadio molto spesso viene ridotto in campo dell'ordine di 2 -2,5. Dal punto di vista energetico, della spesa di esercizio del compressore , in particolare per quanto riguarda l' entità del lavoro di compressione complessivo il volume nocivo è veramente nocivo oppure no? Abbiamo visto che il volume nocivo merita questa denominazione per il semplice fatto che (come si vede dalla formula della portata) a parità di disegno di massima della macchina ,in particolare a parità di cilindrata e a parità di giri, il volume nocivo provocando con il suo aumento la caduta del rendimento volumetrico limita la capacità della macchina di assorbire quindi trasferire anche, all'utenza portate di fluido di una certa entità, viene limitata superiormente la capacità di elaborare portate elevate e sotto questo aspetto è sicuramente nocivo o per lo meno limitativo. Dal punto di vista energetico se osserviamo sia la sede limite che la sede reale possiamo pervenire a due considerazioni diverse tra loro. In sede limite è vero che noi comprimiamo una massa m di gas e non tutta questa massa di gas viene servita all' utenza perchè non tutta viene trasferita durante lo scarico forzato nella tubazione di mandata , una parte rimane prigioniera del volume nocivo e precisamente una frazione che è proporzionale al volume nocivo, ma quest' ultima però pur non essendo utilizzata direttamente dall' utenza, nel corso della sua espansione produce il proprio lavoro di

espansione e quindi dato che tanto la compressione quanto l'espansione sono adiabatiche isoentropiche e avvengono, notate bene, nelle stesse condizioni termodinamiche del fluido perchè il punto 1 inteso come punto termodinamico coincide con il punto 1^* , il punto 2 inteso come punto termodinamico coincide con il punto 2^* perchè se portiamo le trasformazioni di compressione e di espansione nel piano pressione volume specifico



avremo 2 curve esattamente sovrapposte .in quanto le fasi 1^*-1 e $2-2^*$ non sono altro che fasi di trasferimento. Il lavoro, che per unità di massa, il fluido produce in espansione è esattamente uguale al lavoro che l'unità di massa richiede durante la compressione, pertanto in sede limite il volume nocivo non procura alcun danno dal punto di vista della spesa energetica, poiché tutto il lavoro di compressione che dobbiamo spendere in più per comprimere quella frazione di fluido che non viene trasferita all'utenza viene restituita in espansione e la restituzione è al 100% per lo meno in sede limite .

Se invece facciamo una considerazione analoga in sede reale abbiamo una restituzione, questa volta parziale, perchè in sede reale sia la compressione che l'espansione avverranno con un certo rendimento adiabatico, ammettendo cioè ancora le trasformazioni adiabatiche, e non saranno più isoentropiche, né la prima né la seconda ma sia la compressione che l'espansione saranno accompagnate da una variazione positiva di entropia e di conseguenza avremo che il lavoro richiesto dall' unità di massa per la compressione sarà maggiore di quello limite, così come il lavoro prodotto in espansione per l'unità di massa sarà minore del lavoro che verrebbe prodotto in sede limite. Quindi chiaramente sotto l'aspetto dell'andamento reale della macchina il volume nocivo risulta tale anche dal punto di vista energetico in quanto il recupero del lavoro di espansione non avviene al 100% ma avviene nella misura $\eta_c \eta_e$ essendo tali i due rendimenti di compressione e di espansione. Se per esempio valessero entrambi 0.8 noi avremo che soltanto 64% dell' energia spesa in più in compressione verrebbe restituita in espansione .