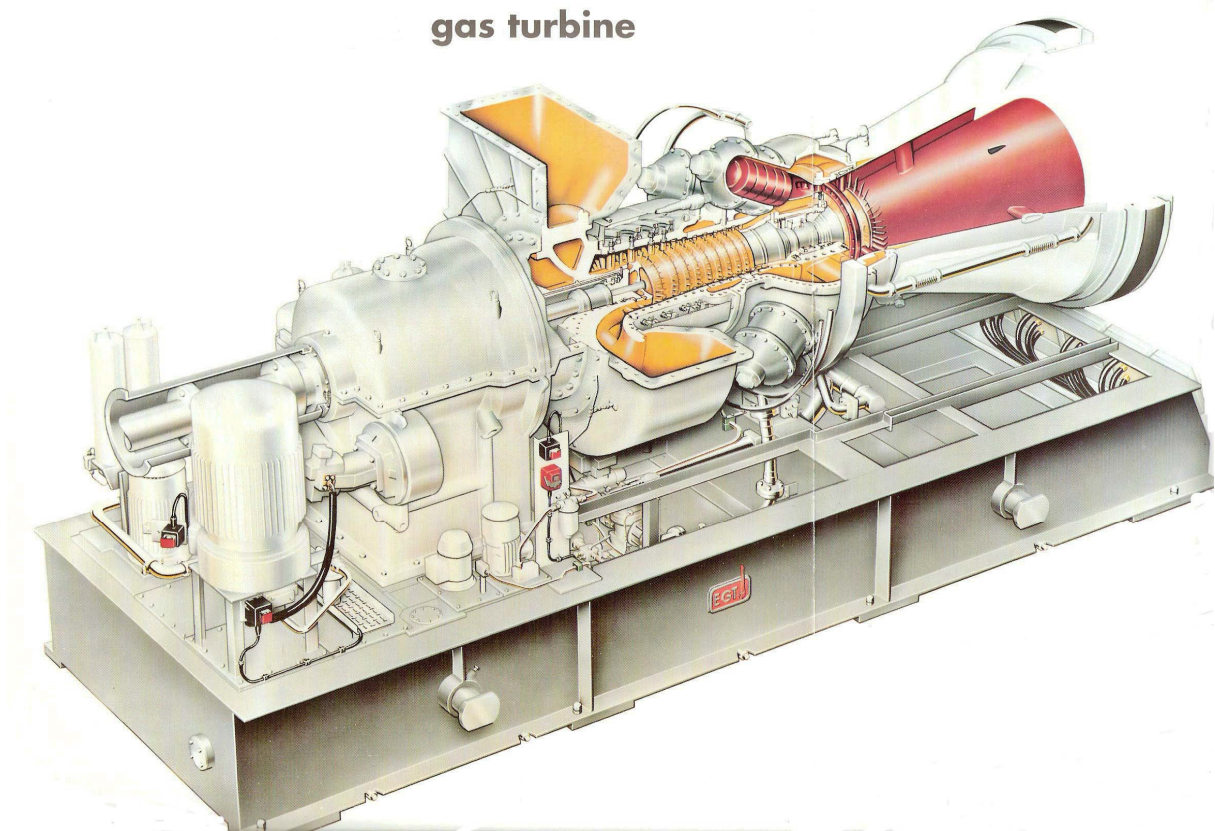


LEZIONI DI MACCHINE A FLUIDO



PROF. ING. GIOVANNI BOTTAINI
IPSIA PACINOTTI DI PESCIA

1^a Edizione 2005
2^a Edizione 2006
3^a Edizione 2007
4^a Edizione 2008
5^a Edizione 2011

PREMESSA

Dopo aver insegnato la materia di Macchine a Fluido per moltissimi anni inizialmente negli Istituti Tecnici Industriali poi successivamente negli Istituti Professionali mi sono fatto la convinzione che molti dei testi che vengono proposti per l'insegnamento sono rivolti a soddisfare più le conoscenze dei docenti che degli allievi. Non è una critica ai testi che sono anche in molti casi ben costruiti ma si rivolgono più a chi vuole approfondire la materia rispetto a chi si avvicina ad essa per la prima volta e con conoscenze limitate nelle discipline propedeutiche quali la fisica, la chimica e la matematica. Inoltre assumono molto spesso l'aspetto enciclopedico volendo trattare tutti gli argomenti in cui questa bellissima materia si sviluppa. L'esperienza mi ha insegnato che di fronte a questi testi gli studenti si spaventano e tendono a non aprire il libro per la difficoltà di orientarsi e di selezionare quanto necessario. D'altra parte è bene prendere atto che gli studenti negli ultimi anni sono cambiati moltissimo e purtroppo non in meglio per cui anche il modo di porre la materia deve essere necessariamente diverso. E' importante che i concetti siano espressi in forma semplice e chiara, semplificando al massimo le difficoltà fisico-matematiche, poi se nella professione occorrerà approfondire la materia oggi gli strumenti non mancano e sono alla portata di tutti. Quindi il testo è frutto di una elaborazione maturata in alcuni anni e sperimentata giorno dopo giorno nella classe cercando di rendere semplice e accessibile la materia e sinceramente spero di esserci riuscito. A compendio del testo vi è una raccolta di esercizi svolti fra cui tutti i testi assegnati alla maturità professionale.

Altra caratteristica del testo è l'uso esclusivo delle unità di misura del Sistema Internazionale perché a distanza di 28 anni dall'entrata in vigore del sistema S.I (01.01.1980) nella comunità Europea, sistema già precedentemente adottato in USA e nella URSS (ora Russia) è tempo che tutti si conformino all'uso di questo abbandonando del tutto il vecchio sistema pratico.

Per concludere voglio spendere due parole in ricordo del prof. Ing. Dino Dini Ordinario di Macchine all'Università di Pisa dagli anni '70 che è riuscito grazie ad un linguaggio semplice e accattivante a far amare e comprendere la materia a migliaia di giovani studenti di ingegneria e al cui esempio mi sono ispirato in tutti questi anni di insegnamento.

Ing. Giovanni Bottaini

Febbraio 2008

INDICE

CAPITOLO 1

- 1.0 INTRODUZIONE
- 1.1 L'ENERGIA
- 1.2 FONTI DI ENERGIA
- 1.3 SISTEMI ENERGETICI
- 1.4 SISTEMI ENERGETICI
 - 1.4.1 ENERGIA IDROELETTRICA
 - 1.4.2 CENTRALI ELETTRICHE A COMBUSTIBILE FOSSILE
 - 1.4.3 SVILUPPI NELLA TECNICA DELLE CENTRALI ELETTRICHE
 - 1.4.4 CENTRALI ELETTRICHE A COMBUSTIONE DI RIFIUTI
 - 1.4.5 ENERGIA NUCLEARE
 - 1.4.6 SISTEMI ENERGETICI ALTERNATIVI
 - 1.4.7 ENERGIA SOLARE
 - 1.4.8 CELLE SOLARI
 - 1.4.9 ENERGIA EOLICA
 - 1.4.10 ENERGIA DALLE BIOMASSE
 - 1.4.11 ENERGIA DALLA FUSIONE NUCLEARE

CAPITOLO 2

- 2.0 INTRODUZIONE
- 2.1 GENERALITA' SULLE MACCHINE IDRAULICHE
 - 2.1.1 ENERGIA IDRAULICA
 - 2.1.2 TIPI DI TURBINE
- 2.2 MACCHINE TERMICHE
- 2.3 PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO DELLE MACCHINE
- 2.4 MOTO DEI FLUIDI – PRINCIPI DI IDRAULICA
- 2.5 MOTO DEI FLUIDI – IDRODINAMICA
 - 2.5.1 EQUAZIONE DI CONTINUITA'
 - 2.5.2 EQUAZIONE DI BERNOULLI O DI CONSERVZIONE DELL'ENERGIA
 - 2.5.3 FORMULA DI TORRICELLI
 - 2.5.4 TUBO DI VENTURI
 - 2.5.5 MISURE DI VELOCITA' – TUBO DI PITOT
 - 2.5.6 RESISTENZE PASSIVE
 - 2.5.7 FLUIDI REALI – VISCOSITA'
 - 2.5.8 MOTO LAMINARE E MOTO TURBOLENTO
- 2.6 PERDITE DI CARICO
 - 2.6.1 PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE
 - 2.6.2 PERDITE DI CARICO CONCENTRATE

CAPITOLO 3

- 3.0 MACCHINE IDRAULICHE
- 3.1 ENERGIA IDRAULICA
- 3.2 SPINTA SULLA PARETE GENERATA DA UN FLUIDO
- 3.3 EQUAZIONE FONDAMENTALE DELLE TURBINE – EULERO
- 3.4 TURBINE IDRAULICHE
- 3.5 TURBINA PELTON
- 3.6 TURBINE A REAZIONE
- 3.6.1 CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE
- 3.6.2 TRASFORMAZIONE ENERGETICA
- 3.6.3 TURBINA FRANCIS
- 3.6.4 TURBINA KAPLAN
- 3.7 REGOLAZIONE

CAPITOLO 4

- 4.0 MACCHINE IDRAULICHE OPERATRICI
- 4.1 LE POMPE
- 4.1.2 LE POMPE A STANTUFFO
- 4.1.3 LE POMPE CENTRIFUGHE O TURBOPOMPE
- 4.2 CAVITAZIONE
- 4.2.1 ALTEZZA MASSIMA DI ASPIRAZIONE
- 4.2.2 CURVE CARATTERISTICHE

CAPITOLO 5

- 5.1 TERMOTECNICA
- 5.1.1 SISTEMI TERMODINAMICI
- 5.1.2 EQUAZIONE GENERALE DI STATO
- 5.1.3 TRASFORMAZIONI
- 5.1.4 CALORE SPECIFICO O MASSICO
- 5.1.5 FUSIONE ED EVAPORAZIONE
- 5.2 TRASMISSIONE DEL CALORE
- 5.3 SCAMBIATORE DI CALORE
- 5.3.1 SCAMBIATORE DI CALORE A CORRENTI PARALLELE
- 5.3.2 SCAMBIATORI CON CAMBIAMENTO DI FASE – CONDENSATORE

CAPITOLO 6

- 6.1 COMBUSTIONE E COMBUSTIBILI
- 6.1.2 POTERE CALORIFICO
- 6.1.3 REAZIONI DI COMBUSTIONE
- 6.1.4 ARIA TEORICA DI COMBUSTIONE
- 6.1.5 ARIA PRATICA DI COMBUSTIONE
- 6.1.6 PRODOTTI DI COMBUSTIONE

CAPITOLO 7

- 7.1 TERMODINAMICA
- 7.1.2 PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA
- 7.2 CALORI SPECIFICI O MASSICI
- 7.3 ENTALPIA
- 7.4 TRASFORMAZIONI TERMODINAMICHE
- 7.4.1 LAVORO NELLE TRASFORMAZIONI
- 7.4.2 LAVORO TECNICO
- 7.5 ENTROPIA
- 7.6 DIAGRAMMI DI STATO E VAPOR D'ACQUA

CAPITOLO 8

- 8.1 GENERATORI DI VAPORI
- 8.2 SISTEMA ACQUA-VAPORE
- 8.3 PRODOTTI DELLA COMBUSTIONE
- 8.3.1 TRATTAMENTO DEI RESIDUI
- 8.4 CAMINO
- 8.4.1 TIRAGGIO

CAPITOLO 9

- 9.0 MACCHINE TERMICHE
- 9.1 CONTINUITA' DELLA PORTATA E CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA
- 9.2 EFFLUSSO DA UGELLI
- 9.2.1 UGELLO DE LAVAL
- 9.2.2 LAMINAZIONE DEL VAPOR D'ACQUA
- 9.3 EQUAZIONE DI EULERO
- 9.4 PROCESSI NELLE MACCHINE TERMICHE
- 9.5 IL 2° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA
- 9.6 CICLI TERMODINAMICI
- 9.6.1 CICLO DI CARNOT
- 9.6.2 CICLO OTTO
- 9.6.3 CICLO DIESEL
- 9.6.4 CICLO SABATHE'
- 9.6.5 CICLO BRAYTON
- 9.6.6 CICLO RANKINE
- 9.7 TURBINE A VAPORE
- 9.7.1 TURBINA SEMPLICE AD AZIONE DE LAVAL
- 9.7.2 TURBINA AD AZIONE A SALTII DI VELOCITA'
- 9.7.3 TURBINA AD AZIONE A SALTII DI PRESSIONE
- 9.7.4 TURBINA A REAZIONE
- 9.7.5 TURBINA MISTA
- 9.7.6 RENDIMENTI DELLE TURBINE A VAPORE
- 9.8 TURBINE A GAS
- 9.8.1 TURBOPROPULSIONE
- 9.9 COGENERAZIONE

CAPITOLO 10

- 10.0 MOTORI ENDOTERMICI ALTERNATIVI
- 10.1 GENERALITA'
- 10.2 GRANDEZZE CARATTERISTICHE
- 10.3 CICLI TERMODINAMICI TEORICI
- 10.4 GENERALITA' SULLA DINAMICA DEI MOTORI ALTERNATIVI
- 10.5 LAVORO-POTENZA-RENDIMENTI
- 10.6 ORGANI CHE COSTITUISCONO I MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA
- 10.7 DIAGRAMMA DELLA DISTRIBUZIONE
- 10.8 COMMON RAIL

CAPITOLO 11

- 11.0 MOTORI ENDOTERMICI ROTATIVI
- 11.1 GENERALITA'
- 11.2 CARATTERISTICHE E CICLO DI FUNZIONAMENTO

ALLEGATE LE TABELLE:

1. valori dell'acqua
2. calore massico medio dei gas
3. tabella del vapor d'acqua saturo
4. tabella del vapor surriscaldato
5. tabella del vuoto
6. valori dell'atmosfera normale
7. grandezze fisiche dei corpi solidi
8. grandezze fisiche dei liquidi
9. grandezze fisiche dei gas
10. calori massici medi dei gas ideali
11. esponente isoentropico
12. fluidi frigoriferi
13. combustibili
14. entalpia di reazione
15. diagramma perdite di carico distribuite in tubi di acciaio
16. diagramma del vapor d'acqua - Mollier

CAPITOLO 1

1.0 INTRODUZIONE

Per molti anni i Paesi industrializzati hanno fatto un uso dissennato delle fonti energetiche non guardando più di tanto ai consumi e tanto meno agli effetti sull'ambiente di tale uso; ora che nuovi grandi paesi si stanno affacciando prepotentemente allo sviluppo industriale, si pensi a paesi come Cina e India, il mondo prende sempre più coscienza della prossima esauribilità di alcune fonti energetiche e degli effetti devastanti dell'inquinamento, per cui non potendo arrestare i consumi, è necessario che la crescita delle economie mondiali si ispiri al concetto di

“sviluppo sostenibile”

intendendo con ciò uno sviluppo che consenta di soddisfare le necessità della generazione attuale, senza compromettere però la capacità delle generazioni future di soddisfare le loro necessità.

E' del tutto evidente che lo sviluppo sostenibile richiede di rendere minimo:

- Il consumo delle risorse naturali (energia primaria)
- Il livello di inquinamento dell'ambiente (aria, acqua e suolo)

Non è compito di questo testo indicare i modi per raggiungere tali scopi, è sufficiente che i giovani che si accingono a studiare questa materia prendano coscienza del problema e attivino i loro comportamenti a realizzare un uso più corretto possibile dell'energia.

1.1 L'ENERGIA

Oggi possiamo sicuramente annoverare accanto ai fattori della produzione tradizionali quali le risorse umane, le materie prime, le risorse tecnologiche, le risorse finanziarie anche le **risorse energetiche** che hanno assunto negli ultimi decenni un peso rilevante nel sistema produttivo industriale.

I problemi connessi all'approvvigionamento energetico derivante dal petrolio, attualmente la fonte di energia più vicina all'esaurimento, hanno indotto la necessità di sfruttare fonti energetiche rinnovabili ed alternative, nonché il miglioramento dei sistemi di trasformazione dell'energia e non ultimo la necessità di perseguire il **risparmio energetico** creando la consapevolezza che l'energia è un bene prezioso, non infinito e quindi da utilizzare con un giusto criterio.

Altro aspetto legato al risparmio energetico è dettato dall' **inquinamento ambientale** che comporta ormai modificazioni climatiche con conseguenze pericolose per il futuro del pianeta.

L'effetto serra è una conseguenza dell'inquinamento derivato dalle combustioni. La combustione dei combustibili fossili provoca un gas (anidride carbonica) che è il maggior

responsabile dell'effetto serra (altri gas sono metano, protossido di azoto e clorofluorocarburi, ozono). Il fenomeno si può sintetizzare col fatto che questi gas presenti negli strati superiori dell'atmosfera, pur non impedendo alla luce solare di raggiungere la terra, ostacolano la dispersione nello spazio del calore solare riflesso dalla superficie terrestre; viene ridotto quindi l'irraggiamento termico verso lo spazio che equilibra il riscaldamento terrestre provocato dal sole e la conseguenza è l'innalzamento della temperatura media del globo con tutte le conseguenze ad esso collegate.

L'utilizzazione dei combustibili fossili, oltre al sopradetto effetto serra, comporta un altro grave problema come l'enorme quantità di sostanze nocive introdotte nell'atmosfera con la combustione. Il traffico con i motori a scoppio e diesel è uno dei maggiori responsabili.

La combustione produce non solo anidride carbonica (CO_2), ma anche ossidi di azoto genericamente indicati con NO_x e anidride solforosa (SO_2) che come conseguenza provocano le piogge acide. I maggiori produttori di queste sostanze sono: il traffico, le aziende ma anche le abitazioni, le industrie e le centrali elettriche a combustibile fossile.

E' per questi motivi che si stanno sperimentando le macchine a idrogeno in quanto questo, producendo come prodotto della combustione acqua calda o vapore, non è assolutamente inquinante. L'affermazione di tali macchine si avrà quando diverrà economicamente conveniente la produzione di idrogeno per l'autotrazione.

Negli ultimi anni i paesi industrializzati hanno preso misure atte a proteggere l'ambiente. E' quindi obbligatorio limitare l'emissione di SO_2 e NO_x sotto determinati valori. Adottare queste misure è assai costoso, ad esempio in una centrale a carbone il costo degli impianti necessari alla depurazione può raggiungere anche il 30% del costo di investimento.

Il processo di depurazione dei gas combusti prevede in genere tre impianti:

- filtri elettrostatici
- impianti di desolforazione
- impianti di denitrurazione

1.2 FONTI DI ENERGIA

Le fonti di energia possono classificarsi in:

- fonti rinnovabili
- fonti non rinnovabili
- fonti alternative

Alla prima categoria appartiene l'energia idraulica perché l'acqua al termine del ciclo di utilizzazione nelle centrali viene restituita all'ambiente. Anche l'energia solare, l'energia eolica e l'energia delle maree sono rinnovabili.

Le fonti di energia non rinnovabile sono i combustibili fossili, sia liquidi, solidi o gassosi che quando vengono combusti non hanno poi possibilità di ricostituzione. Altra fonte non

rinnovabile è l'energia nucleare, ma anche i rifiuti solidi urbani che possono essere bruciati per produrre energia elettrica.

Le fonti di energia alternative sono costituite da nuove fonti di energia di natura rinnovabile o non rinnovabile che, seppure sperimentate, non sono ancora competitive (es. le energie fotovoltaiche, l'idrogeno, le biomasse maree, sole, vento etc).

1.3 SISTEMI ENERGETICI

I sistemi energetici analizzano la trasformazione dell'**energia primaria** (idraulica, termica, nucleare, solare, eolica, etc.) in **energia utilizzabile** (luce, energia elettrica, energia meccanica, energia chimica, energia termica).

L'energia si presenta sotto diverse forme:

- energia elettrica (corrente elettrica di una certa intensità ad un certo voltaggio)
- energia meccanica usata nell'azionamento di macchine
- energia termica latente nei combustibili
- energia nucleare latente nei materiali fissionabili
- energia idraulica
- energia solare ottenuta dall'irraggiamento del sole
- energia eolica ottenuta dal vento
- etc.

La trasformazione di energia da una forma ad un'altra è ottenuta in appositi impianti ed è sempre accompagnata da una perdita. Ogni trasformazione ha quindi *un rendimento* dato dal *rapporto fra l'energia prodotta e quella consumata*.

Alcuni rendimenti tipici indicativi sono:

- motori elettrici 90%
- produzione energia elettrica nelle centrali idrauliche 85%
- produzione energia elettrica nelle centrali termiche 37%
- motori a combustione interna 30%
- produzione energia elettrica nelle celle solari 12%

La perdita si presenta come forma di calore non ulteriormente utilizzabile e privo di valore che si esprime in un aumento di entropia concetto che impareremo a comprendere nello studio della termodinamica.

1.4 SISTEMI ENERGETICI IN USO

Molta dell'energia primaria posseduta dalle fonti energetiche naturali viene trasformata in energia elettrica nelle centrali. L'energia elettrica presenta i seguenti vantaggi:

- Si può trasportare a distanza con costi contenuti dove può venire utilizzata per gli usi più disparati
- Può essere utilizzata a secondo delle necessità
- Non vi è produzione di componenti nocivi durante il suo utilizzo

1.4.1 ENERGIA IDROELETTRICA

Utilizza una fonte energetica rinnovabile perché le risorse idriche negli invasi sono ricostituite attraverso il meccanismo della evaporazione sui mari e la ricaduta attraverso le piogge. Le macchine che trasformano l'energia dell'acqua in energia meccanica si chiamano turbine.

Le turbine usate nelle centrali idrauliche possono essere del tipo Pelton, Francis, Kaplan.

Le centrali idrauliche possono essere:

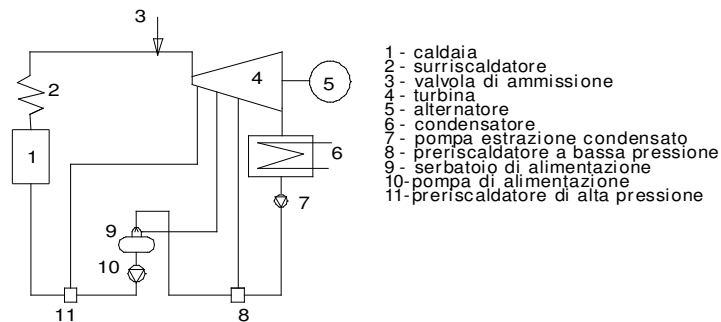
- Centrali a bacino (sbarramenti di vallate con dighe e quindi accumulo d'acqua negli invasi così ricavati)
- Centrali a pelo d'acqua (sbarramento di fiumi per creare dislivelli utilizzabili)
- Centrali di pompaggio (per sopperire alle richieste di punta; utilizzano in genere due bacini, uno inferiore e l'altro superiore e funzionano utilizzando l'energia a basso costo della notte per pompare acqua dal bacino inferiore al superiore e se la richiesta giornaliera eccede la richiesta tradizionale entrano in funzione per evitare i black-out.)

1.4.2 CENTRALI ELETTRICHE A COMBUSTIBILE FOSSILE

Utilizzano il carbone come energia preminente, ma anche petrolio e gas naturale. Il rendimento della trasformazione della energia primaria in energia elettrica è mediamente 37-38% e raggiunge in qualche caso 40-41%. Il basso rendimento è dovuto al ciclo del vapore nelle centrali termiche.

Ciclo di una piccola centrale a vapore: da un serbatoio di acqua di alimentazione, l'acqua viene prelevata da una pompa di alimentazione e portata sotto pressione in caldaia. Qui avviene il processo di evaporazione seguito eventualmente dal processo di surriscaldamento. Tramite una valvola di ammissione il vapore passa in turbina dove si espande producendo energia meccanica sull'asse della turbina. Al termine dell'espansione il vapore viene riportato allo stato liquido nel condensatore.

La perdita termica nel condensatore è circa il 70%, quindi il rendimento approssimativo di queste centrali è il 30%. Il ciclo a vapore assai più complesso usato nelle grandi centrali permette i rendimenti sopra indicati.



Se l'energia termica di scarico dalla motrice viene utilizzata economicamente per scopi industriali con gli impianti di **cogenerazione**, si può raggiungere indici di utilizzazione del combustibile primario assai alti con rendimenti dell'80%.

La cogenerazione riunisce la produzione di elettricità e di energia termica in un unico complesso. Esistono due tipi diversi di impianto a seconda della diversa utilizzazione temporale della energia di scarico rispetto all'energia elettrica:

- impianti per usi industriali
- impianti di teleriscaldamento

Nel primo caso l'energia termica viene messa a servizio di grandi industrie (grandi cartiere, impianti chimici) limitrofi alla centrale per buona parte dell'anno; a volte tali impianti producono l'energia elettrica e termica per se stessi.

Nel secondo caso l'energia termica di scarico viene utilizzata in zone per il riscaldamento urbano, il cosiddetto **teleriscaldamento**, e anche in questi casi si può raggiungere rendimenti dell'80% nei periodi di massimo sfruttamento del teleriscaldamento, ossia nei mesi invernali.

Vi sono centrali cosiddette combinate perchè funzionano con turbine a gas e con turbina a vapore aventi rendimento di impianto più elevati.

Il ciclo di base di queste centrali è il ciclo a recupero. In questo ciclo il calore latente dei gas di scarico della turbina a gas viene utilizzato per la produzione di vapore in una caldaia a recupero di calore vapore che viene poi utilizzato in una turbina.

1.4.3 SVILUPPI NELLA TECNICA DELLE CENTRALI ELETTRICHE

Per rendere più ecologiche le centrali a carbone esiste una tecnica denominata **combustione a letto fluido**.

A differenza degli impianti convenzionali a combustione di polverino di carbone, con la combustione a letto fluido i valori limite di SO₂ e NO_x vengono rispettati senza dover installare a valle costosi impianti di depurazione dei fumi. La temperatura del letto fluido è di 700-850°C contro i 1440-1500°C della combustione tradizionale.

Il letto è costituito per circa l' 1% da carbone 99% da ceneri e materiali inerti incandescenti è tenuto sospeso dall'aria di combustione soffiata a velocità di 5m/s. La combustione a letto fluido oltre a ridurre la formazione di anidride solforosa e ossidi di azoto realizza anche una combustione più completa.

1.4.4 CENTRALI TERMICHE A COMBUSTIONE DI RIFIUTI

A fronte di una auspicata minor produzione di rifiuti ed ad un maggior loro riutilizzo, la miglior possibilità di smaltimento è rappresentata dall'incenerimento con produzione di energia.

Il contributo energetico dei rifiuti domestici resterà comunque poco significativo risultando certamente inferiore al 2% dell'energia primaria di un paese. Resta comunque notevole il contributo alla protezione ecologica dell'ambiente con la riduzione delle discariche; naturalmente a monte di tutto vi dovrà essere una raccolta differenziata dei rifiuti da parte dei cittadini.

Nelle gestione di questi impianti vi sono ancora problemi di inquinamento causato dall'incenerimento dei rifiuti e quindi sono in fase evolutiva per ridurre questi problemi. Un metodo è lo sviluppo dei forni a letto fluido che consentono la drastica riduzione delle diossine, un'altra tecnica che ha dato buoni risultati è la combustione in difetto di ossigeno.

1.4.5 ENERGIA NUCLEARE

L'atomo è costituito da un nucleo centrale composto da neutroni e protoni a carica positiva.

Il *numero atomico* è il numero di protoni del nucleo.

Il *numero di massa* è la somma del numero di protoni e neutroni del nucleo.

Le *proprietà chimiche* dell'elemento dipendono dal numero atomico, le *proprietà nucleari* dal numero di massa.

Infatti la reazione di combustione dei combustibili fossili avviene per interscambio di elettroni fra combustibile e comburente lasciando inalterati i nuclei degli atomi.

La reazione nucleare avviene nel nucleo degli atomi della materia, ed ha come conseguenza la trasformazione della natura dell'atomo. Gli atomi iniziali si trasformano in altri di altra natura.

Dalla fissione dell'uranio 235 (n° atomico 92 e n° di massa 235) si ricavano prodotti di fissione con numero di massa variabile da 90 a 140 che sono sostanze completamente diverse dall'uranio.

La fissione, cioè la suddivisione di un atomo di U_{235} in due atomi più leggeri, libera una parte dell'energia di vincolo che tiene unito il nucleo dell'uranio, incrementata anche dall'energia di vincolo dei neutroni che non entrano più nei nuclei più leggeri che si sono formati. Questa è l'energia nucleare.

Gli elementi presenti in natura sono in maggioranza stabili, vi sono però elementi che presentano strutture atomiche composte dallo stesso numero di protoni, ma differente numero di neutroni, questi si chiamano isotopi.

L'Uranio ha tre isotopi U_{234} , U_{235} , U_{238} di cui il primo è stabile, il secondo è fissionabile, il terzo può assorbire un neutrone e trasformarsi in plutonio a sua volta fissionabile. Altri elementi fissionabili sono Rodio, Torio e Polonio.

Tanto per esemplificare e far comprendere la capacità energetica potenziale dell'uranio, con la fissione di un Kg si liberano 82 GigaJ, corrispondenti al potere calorifico di ben 3 Ton di antracite.

La produzione di energia tramite il nucleare varia molto da paese a paese, quindi mentre in Italia è 0%, in Francia è il 75%, in Svizzera il 40%, in Giappone il 35%, in Germania il 30%, in Inghilterra il 25%, in USA il 15%.

La tecnica dello sfruttamento dell'energia per mezzo della fissione nucleare è stata rapida:

- 1932 scoperta del neutrone nel nucleo dell'atomo
- 1938 scoperta che il nucleo dell'atomo di uranio può essere scisso con bombardamento di neutroni
- 1942 Fermi riesce a controllare la reazione a catena della fissione nucleare
- 1951 viene prodotta per la prima volta energia elettrica derivante dal nucleare

Da allora lo sviluppo è stato rapido, determinante è stato il vantaggio di un fabbisogno minimo di combustibile (1 Kg di Uranio corrisponde energeticamente a 3000t di carbone).

Il problema maggiore sono le scorie nucleari radioattive, la cui radioattività si mantiene per migliaia di anni quindi necessitano di depositi sicuri e permanenti ma esiste anche la probabilità di contaminazione radioattiva nel caso di perdite di liquido.

1.4.6 SISTEMI ENERGETICI ALTERNATIVI

I sistemi energetici alternativi si differenziano dai tradizionali sistemi energetici per il loro carattere di rispetto dei parametri ecologici. Essi non presentano scarichi e si tratta soprattutto di sistemi ad energia solare ed energia eolica. La loro caratteristica è la limitazione delle potenze realizzabili praticamente, notevolmente inferiore a quelle ottenute con gli impianti convenzionali.

1.4.7 ENERGIA SOLARE

E' una fonte di energia inesauribile il cui utilizzo è assolutamente ecologico. Il lato negativo è la sua disponibilità che si può ottenere con una densità ridotta ($100W/m^2$), inoltre richiede ampie superfici ed è soggetta al ciclo giorno-notte e alle oscillazioni stagionali.

Le forme principali di sfruttamento sono l'energia fotovoltaica, l'energia termosolare per la produzione di energia elettrica (centrali a torre solare e centrali a cilindro parabolico) ed i collettori solari per la produzione di calore a bassa temperatura.

1.4.8 ENERGIA FOTOVOLTAICA

La generazione di energia elettrica in impianti fotovoltaici con l'impiego di celle solari offre il vantaggio di produrre corrente direttamente nella cella ed è attualmente la fonte alternativa che si tende a spingere maggiormente anche con incentivi statali. L'impianto non richiede manutenzione salvo periodica pulizia dei pannelli, né organi in movimento. Le celle solari funzionano raccogliendo la radiazione solare anche con luce diffusa sfruttando il cosiddetto effetto fotovoltaico basato sulle proprietà di alcuni materiali semiconduttori. Lo svantaggio è costituito dai costi elevati e dal basso rendimento delle celle.

Le celle sono costituite da silicio (elemento molto diffuso sulla terra) che è un materiale semiconduttore trattato con boro e con fosforo per ottenere nella cella un campo elettrico. Il materiale di partenza per la fabbricazione di celle è al 45% costituito da silicio monocristallino (costoso, ma permette un più alto rendimento 15%, viene impiegato prevalentemente in astronautica); al 30% da silicio amorfo (poco costoso, rendimento 6% e si impiega solo nelle calcolatrici e negli orologi); al 25% da silicio policristallino impiegato per gli impianti di maggior potenza (rendimento 12%).

L'uso di Arseniuro di Gallio che ha rendimenti elevatissimi (40%) ma ha un costo proibitivo viene attualmente usato in impieghi militari o applicazioni scientifiche avanzate.

Un modulo fotovoltaico, formato da 36 celle, ha una superficie di circa mezzo metro quadrato ed è capace di produrre, in condizioni standard, circa 50 watt. Ne segue che per un Kw di potenza prodotta occorrono circa 10 mq di pannelli.

I sistemi fotovoltaici si distinguono in sistemi isolati e sistemi collegati alla rete.

- I sistemi isolati devono essere provvisti di un sistema di accumulo (batterie e dall'apparecchio di controllo e regolazione della carica) per permettere di far fronte a punte di carico e garantire continuità della erogazione dell'energia anche in caso di basso irraggiamento
Poiché l'energia prodotta è di tipo continuo (CC) qualora sia destinata ad apparecchi che funzionano in CA è necessario introdurre nel sistema un dispositivo "inverter" che converte da CC a CA.
- Nei sistemi collegati alla rete l'inverter è sempre presente mentre non è previsto il sistema di accumulo, poiché l'energia prodotta durante le ore di insolazione è immessa direttamente nella rete mentre nelle ore notturne si attinge dalla rete. Un apparecchio provvede a scalare la differenza dal contatore.

1.4.9 ENERGIA EOLICA

I nuovi generatori eolici presentano rotori in genere a tre pale, velocità di circa 100g/1' , avendo bassa coppia di spinta coprono un'ampia gamma di velocità di vento. Presentano un rendimento complessivo ~ 45%, sono ad asse orizzontale parallelo alla direzione del vento e vengono installati in zone dove vi è costanza di venti (Sardegna, Danimarca, Olanda). La potenza di un rotore con pale di 35m di raggio, su torri alte 90m può raggiungere 2-3 MW.

La legge di Betz calcola la potenza con la formula:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \cdot \eta \cdot C_p$$

Dove:

- ρ è la densità dell'aria funzione della temperatura e della pressione (a 20°C e a pressione atmosferica 1.013 bar vale 1.2 Kg/m³)
- A è l'area in m² descritta dal rotore
- v è la velocità del vento in m/sec
- η rendimento dovuto alla trasformazione dell'energia meccanica in elettrica ~ 0.80
- C_p coefficiente di prestazione = 0.50 per rotori a tre pale =0.48 per rotori a due pale

Esempio:

Quanta energia può produrre in un ora un generatore a elica con tre pale di lunghezza 35 mt investite da una velocità media di vento pari a 36 Km/h ?

Applichiamo la legge di Betz:

$$P = \frac{1}{2} \times 1.2 \times \pi \times 35^2 \times (36/3.6)^3 \times 0.8 \times 0.5 = 923630 \text{ w} \approx 923 \text{ Kw}$$

1.4.10 ENERGIA DALLE BIOMASSE

La produzione energetica da biomasse può suddividersi in:

- combustione di legname e torba
- coltivazione di piante per la produzione di carburante liquido o gassoso
- produzione di biogas da rifiuti agricoli e industriali

Il primo caso non può avere sviluppi. Il secondo caso richiede ampie superfici sottratte alla produzione agricola di generi alimentari; l'unico esempio di applicazione su larga scala è la benzina ecologica brasiliana ottenuta dalla canna da zucchero. Le auto in Brasile funzionano od ad alcool puro o ad una miscela benzina-alcool. Il terzo caso è il più promettente perché si potrebbe basare sullo sfruttamento dei rifiuti organici, trova applicazione in paesi del terzo mondo. I rifiuti organici vengono decomposti dall'attività microbica in una camera di digestione in assenza di aria (digestione anaerobica) dando origine alla formazione di gas. Il gas ottenuto è formato dal 40 - 70% da metano e da 60-30 % da anidride carbonica. Il residuo della digestione è un composto adatto alla concimazione se non contiene all'origine sostanze tossiche.

1.4.11 ENERGIA DA FUSIONE NUCLEARE

A chiusura della panoramica delle energie non possiamo fare un accenno all'energia derivabile dalla fusione nucleare perché potrebbe risultare nel lungo periodo la soluzione dei problemi energetici della terra.

La fusione nucleare è quella che si sviluppa sulle stelle e quindi anche sul sole che sono quindi dei reattori nucleari naturali.

Il principio della fusione nucleare consiste nel prendere due atomi forzandoli a combinarsi per formarne uno solo. L'atomo risultante ha una massa leggermente inferiore a quella della somma dei due atomi iniziali per cui questa diminuzione di massa si trasforma in energia secondo la relazione di Einstein

$$E=mc^2$$

dove m è la massa scomparsa e c è la velocità della luce nel vuoto.

I nuclei più leggeri sono più facili da fondere ne quindi l'idrogeno che è l'elemento più diffuso nell'universo si presta bene a divenire il combustibile nucleare. La ricerca è attualmente orientata alla fusione dei due isotopi dell'idrogeno deuterio e trizio che si possono ottenere dall'acqua.

Questa energia, oltre che risultare praticamente inesauribile, risolverebbe anche il problema dell'effetto serra in quanto non produce anidride carbonica e inoltre presenta un basso livello di radioattività.

Purtroppo a tutt'oggi non ci sono previsioni certe di veder realizzati entro pochi anni i primi reattori nucleari in quanto le conoscenze scientifiche non hanno trovato pratica applicazione per difficoltà di carattere tecnologico (come il controllo delle temperature intorno al milione di gradi). Comunque le ricerche continuano in tutti i paesi più industrializzati con la Francia, sostenuta dall'Unione Europea, in prima fila per realizzare il primo reattore nucleare funzionante.

CAPITOLO 2

MACCHINE A FLUIDO

2.0 INTRODUZIONE

La forma di utilizzo più conveniente dell'energia è l'energia elettrica facilmente utilizzabile perché a disposizione dell'utente nel luogo e nella quantità desiderata.

Una volta ottenuta dall'energia primaria l'energia meccanica, questa deve essere trasformata in energia elettrica per mezzo dei generatori di elettricità.

Le **macchine motrici** operano la trasformazione dell'energia primaria disponibile in lavoro meccanico sull'albero della macchina. (turbine)

La trasformazione inversa dal lavoro meccanico in energia potenziale idraulica o termica si opera nelle **macchine operatrici**. (pompe)

Le macchine a fluido possono avere un flusso di fluido intermittente e quindi si denominano **macchine volumetriche** (pompe alternative e assimilabili, motori a combustione interna etc.) oppure se il flusso è continuo vengono denominate **turbomacchine** (turbine, pompe e compressori centrifughi etc.)

Si definisce *energia specifica* il salto Y utilizzabile nelle macchine a fluido (KJ/Kg).

- nelle macchine idrauliche: $Y = gH$ (acc. di gravità per il salto utilizzabile in m)
- nelle macchine termiche: $Y = \Delta h$ (salto entalpico)

La potenza, se introduciamo la portata massica \dot{m} , è:

- nelle macchine motrici: $P = \dot{m} \cdot Y \cdot \eta$

- nelle macchine operatrici: $P = \dot{m} \cdot Y / \eta$

dove $\eta = \frac{\text{EnergiaUtilizzata}}{\text{EnergiaFornita}}$ rappresenta il rendimento della macchina $0 < \eta < 1$

da notare che se ho ad esempio tre macchine disposte in serie ciascuna con il proprio rendimento, il rendimento complessivo dell'impianto è dato da:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

2.1 GENERALITA' SULLE MACCHINE IDRAULICHE

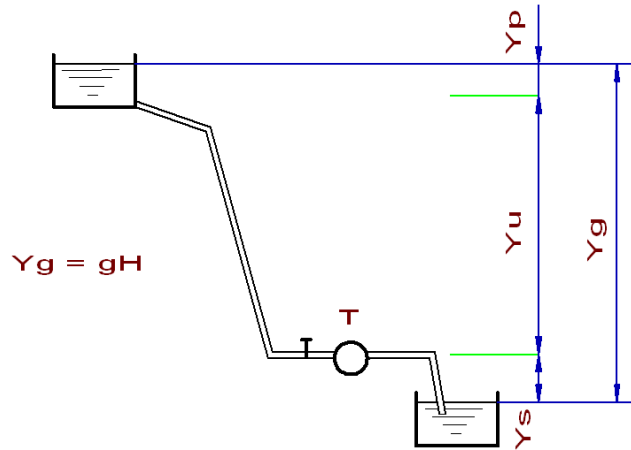
Le macchine idrauliche sono costituite da due elementi fondamentali:

- il **distributore o ugello** nel quale l'energia del salto idraulico viene trasformata tutta o in parte in energia cinetica.
- la **girante** costituita da una ruota che porta in periferie delle pale di forma diversa e speciale.

2.1.1 ENERGIA IDRAULICA

- energia di posizione individuata dalla quota rispetto ad un piano di riferimento (potenziale)
- energia di pressione, nelle condotte forzate (potenziale)
- energia cinetica connessa alla velocità della vena liquida

L'energia di posizione è quella generalmente utilizzata nelle turbine idrauliche ed è individuata dal salto geodetico fra il pelo libero del serbatoio alto, rispetto al livello liquido inferiore.



Y_g rappresenta l'energia teorica disponibile, per ricavare l'energia utilizzabile occorre sottrarre le perdite esterne alla macchina che riducono il salto geodetico. Queste perdite sono rappresentate in figura da una perdita concentrata all'inizio del condotto Y_p ed una perdita di uscita Y_s , per cui l'energia utilizzabile è:

$$Y_u = Y_g - Y_p - Y_s$$

2.1.2 TIPI DI TURBINE

Le turbine si suddividono in due gruppi:

- **turbine ad azione** nelle quali tutta l'energia potenziale viene trasformata in energia cinetica all'interno del distributore
- **turbine a reazione** nelle quali l'energia potenziale a disposizione viene trasformata in energia cinetica in parte nel distributore e in parte nella girante

A seguito di ciò nelle turbine ad azione la pressione all'ingresso ed all'uscita della girante sono uguali, mentre nelle turbine a reazione sono diverse.

Partendo dallo sfruttamento dei salti più alti a decrescere, si hanno le seguenti turbine idrauliche:

- turbina Pelton (100-1500m)
- turbina Francis (40 – 400m)
- turbina Kaplan (2 – 40m)

2.1.3 POMPE

Le pompe sono macchine operatrici e sono costituite dai due tipi principali, anche se ne esistono di svariati tipi:

- pompe centrifughe
- pompe alternative

2.2 MACCHINE TERMICHE

Le macchine motrici termiche operano la trasformazione dell'energia termica, ottenibile dalla combustione di carbon fossile, o oli minerali e loro derivati, dalla fissione nucleare, in energia meccanica.

La trasformazione energetica richiede quindi una prima fase per trasmettere l'energia ad un fluido di lavoro (vapore o gas), ed in seguito lo sfruttamento del salto entalpico del fluido nella macchina termica.

2.3 PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO DELLE MACCHINE

Le macchine idrauliche e termiche possono essere realizzate come macchine **alternative** o macchine **ruotanti**.

Le prime vengono anche dette **macchine volumetriche** in quanto è individuabile la variazione di volume ad ogni giro, quindi il funzionamento è intermittente; le seconde vengono dette **macchine dinamiche** in quanto il processo di espansione avviene grazie al flusso continuo di fluido che attraversa la macchina.

Il funzionamento delle due macchine è sostanzialmente diverso; ad esempio nelle prime per assicurare la continuità del moto quando l'azionamento è ottenuto con un meccanismo biella-manovella, è necessario un **volano** sull'albero motore che assorba energia quando è in eccesso e la restituisca quando è in difetto; nelle seconde per il modo continuo di alimentazione non c'è necessità di un volano.

2.4 MOTO DEI FLUIDI - PRINCIPI DI IDRAULICA

L'idraulica studia il comportamento delle sostanze liquide, quelle cioè che hanno un volume proprio ma non forma assumendo quella del recipiente in cui sono contenute.

I liquidi sono inoltre incompressibili in quanto pur aumentando la pressione il loro volume praticamente non cambia e sono indilatabili in quanto il volume praticamente non cambia con la temperatura.

Le forze di coesione molecolare si manifestano attraverso i fenomeni:

- **viscosità** o attrito interno del liquido dovuto alle forze di coesione dentro il liquido
- **adesione superficiale** tra le molecole del liquido e quelle del contenitore
- **tensione superficiale** al pelo libero tra il liquido e l'aria soprastante

Si dice che il liquido bagna la parete quando l'adesione superficiale è maggiore della tensione superficiale; non bagna nel caso contrario.

2.4.1 STATICA DEI LIQUIDI

I parametri della idrostatica sono:

- la **massa** del liquido, cioè la massa per unità di volume
- l'accelerazione di gravità $g = 9.81 \text{ m/s}^2$
- la **pressione**, cioè la forza esterna per unità di superficie Pa (N/m^2)

La pressione è atmosferica se il liquido è a pelo libero.

La massa volumica o densità è data dal rapporto della massa per il volume occupato

$$\rho = m / V \quad (\text{Kg/m}^3)$$

L'inverso della densità rappresenta il volume specifico:

$$v_s = 1/\rho \quad (\text{m}^3/\text{Kg})$$

La densità dell'acqua è 1000 Kg/m^3 il volume specifico $0.001 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Il peso si ottiene $G = g \cdot m$

quindi una massa di 1000 Kg equivale a una forza peso di 9810 N .

2.4.2 PRESSIONE ATMOSFERICA

La pressione atmosferica fu misurata dal fisico E. Torricelli che utilizzò un tubo di vetro alto circa 1 m e pieno di mercurio. Capovolgendo il tubo dentro una bacinella contenente anch'essa del mercurio, Torricelli osservò che il livello nel tubo chiuso si stabilizzava a 760 mm dal livello della bacinella. Essendo la bacinella aperta ed esposta alla pressione dell'aria, questa equivaleva a quella prodotta dalla colonna di mercurio.

densità del mercurio $\rho_m = 13590 \text{ Kg/m}^3$

la pressione atmosferica vale

$$p = F / S = h \cdot S \cdot \rho_m \cdot g / S = h \cdot \rho_m \cdot g = 13590 \cdot 9,8 \cdot 0,76 = 101.300 \text{ Pa } (\text{N/m}^2)$$

Per ragioni pratiche si usa un multiplo del Pascal il **bar** che corrisponde a 10^5 Pa .

La pressione atmosferica si può misurare oltre che col mercurio anche in metri di colonna d'acqua ottenendo lo stesso valore di pressione:

$$p = h_m \cdot \rho_m \cdot g = h_a \cdot \rho_a \cdot g$$

da cui ricordando che la densità dell'acqua è 1000 Kg/m^3 si ottiene:

$$h_a = h_m \cdot \rho_m / \rho_a = \mathbf{10,33 \text{ m}}$$

2.4.3 PRESSIONE IDROSTATICA

A partire dal pelo libero del liquido in recipiente e scendendo verso il basso, oltre al peso dell'atmosfera, si aggiunge il peso della colonna di liquido sovrastante per cui il valore complessivo della pressione ad una profondità h vale:

$$\mathbf{p = F / S = (h \cdot \rho \cdot g \cdot S + p_{atm} \cdot S) / S = \rho \cdot g \cdot h + p_{atm}}$$

questa rappresenta la pressione idrostatica **assoluta**, prendendo a riferimento lo 0 di pressione (le pressioni negative non esistono) ;
la **pressione relativa** rispetto cioè al valore della pressione atmosferica presa come riferimento 0, vale:

$$\mathbf{p = \rho \cdot g \cdot h}$$

2.4.4 LEGGI DELLA IDROSTATICA

Il **principio dei vasi comunicanti** dice che in un sistema di vasi collegati idraulicamente fra di loro il livello del liquido è lo stesso indipendentemente da forma e profondità.

Il **principio di Pascal** dice che la pressione esercitata in un punto qualunque della massa liquida in un contenitore chiuso e di qualsiasi forma, si trasmette con eguale intensità ad ogni punto del liquido e perpendicolarmente alla superficie.

Il **principio di Archimede** dice che un corpo immerso in un liquido riceve una spinta dal basso verso l'alto pari al peso del liquido da esso spostato. La spinta è applicata nel baricentro della parte immersa.

2.5 MOTO DEI FLUIDI - IDRODINAMICA

Facciamo riferimento ad un fluido ideale e ad una corrente stazionaria. Un fluido è ideale quando non ha attriti interni né esterni; la corrente è stazionaria quando la velocità in un determinato punto è sempre costante indipendentemente dal tempo.

Si definisce **condotta** l'insieme delle pareti che guidano il fluido nel suo moto. Vena fluida è il condotto di forma qualsiasi nel quale si muove il liquido.

2.5.1 EQUAZIONE DI CONTINUITA'

Consideriamo una vena fluida percorsa da un fluido ideale in condizione di corrente stazionaria. La portata volumetrica \dot{V} (m³/s) che attraversa la vena sia costante; detta c la velocità (m/s), in ogni sezione A avremo allora:

$$\dot{V} = A \cdot c = \text{costante}$$

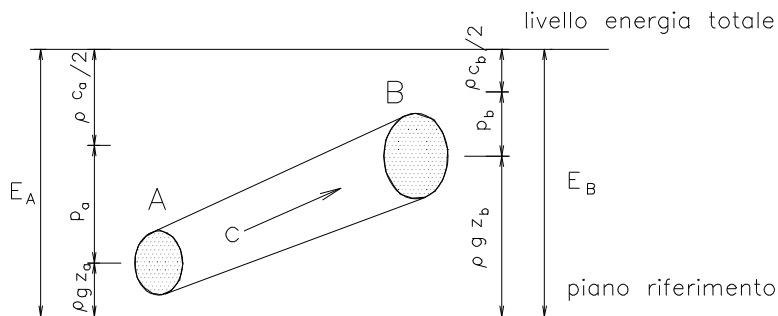
quindi genericamente:

$$A_1 \cdot c_1 = A_2 \cdot c_2$$

In sostanza la velocità è inversamente proporzionale alla sezione della condotta. Da notare che la dipendenza dal diametro della tubazione è quadratica infatti se il diametro raddoppia la velocità risulta 4 volte inferiore, se triplica la velocità è 9 volte inferiore.

2.5.2 TEOREMA DI BERNOULLI O DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA

L'energia totale posseduta da un liquido in una sezione A, non essendovi perdite, né macchine inserite, è costante anche nella sezione generica B.



p_a / ρ , p_b / ρ sono le energie dovute alle pressioni idrostatiche

$g \cdot z_a$, $g \cdot z_b$ sono le energie potenziali o geodetiche

$c_a^2 / 2$, $c_b^2 / 2$ sono le energie cinetiche

quindi **l'energia totale della massa unitaria** per il teorema di conservazione dell'energia è costante per cui:

$$\frac{P_A}{\rho} + g \cdot z_a + \frac{c_a^2}{2} = \frac{P_b}{\rho} + g \cdot z_b + \frac{c_b^2}{2} \quad (\text{J/Kg})$$

che rappresenta il teorema di Bernoulli nel S.I

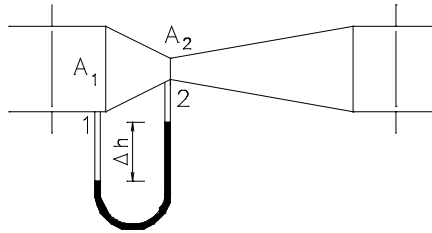
2.5.3 FORMULA DI TORRICELLI

Permette di calcolare la velocità di efflusso di un liquido da un boccaglio. E' derivata dalla applicazione del teorema di Bernoulli, lasciamo al lettore la facile dimostrazione e scriviamo la formula finale:

$$c = \sqrt{2gh}$$

2.5.4 TUBO VENTURI (VENTURIMETRO)

Attraverso questo apparecchio, mediante l'applicazione del teorema di Bernoulli è possibile misurare la portata di una condotta in cui è stato inserito lo strumento. Esso è costituito da due tratti di tubo tronco-conico di conicità diversa uniti per la parte più stretta. Fra la sezione ristretta e la sezione allargata è inserito un manometro differenziale a mercurio, dalla lettura del manometro e dalla costante dell'apparecchio si rileva la portata:



Applicando il Teorema di Bernoulli fra le sezioni 1 e 2 si ottiene:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 + \rho \cdot c_1^2 / 2 = p_2 + \rho \cdot g \cdot z_2 + \rho \cdot c_2^2 / 2$$

essendo il tubo orizzontale $z_1 = z_2$ quindi

$$p_1 + \rho \cdot c_1^2 / 2 = p_2 + \rho \cdot c_2^2 / 2$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (1)$$

ma sulla superficie di separazione si ha:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot \Delta h = p_2 + \rho_m \cdot g \cdot \Delta h$$

da cui $p_1 - p_2 = \Delta h (\rho_m - \rho)$

inoltre da $\dot{V} = A_2 \cdot c_2 = A_1 \cdot c_1$

possiamo ricavare: $c_1^2 = \frac{\dot{V}^2}{A_1^2}$ $c_2^2 = \frac{\dot{V}^2}{A_2^2}$

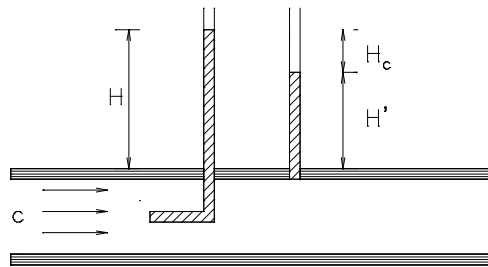
sostituendo nell'espressione (1) i valori ottenuti, ricavando Q_v e raggruppando tutte le costanti in un'unica costante K (che è stampigliata sull'apparecchio) si ottiene:

$$\dot{V} = K\sqrt{\Delta h}$$

quindi con la semplice rilevazione di un'altezza si può misurare la portata.

2.5.5 MISURE DI VELOCITA' – TUBO DI PITOT

La velocità del fluido in una tubazione può essere ricavata con uno strumento denominato tubo di Pitot costituito da un tubicino a forma di L aperto sui due lati, che viene immerso nella corrente. Il fluido risale nel tubo per due effetti: altezza dovuta alla pressione dentro il tubo e altezza dovuta alla energia cinetica del fluido.



per il teorema di conservazione dell'energia nel tubo di Pitot si ha:

$$g \cdot H = p_1 / \rho + c^2 / 2$$

$$H = p_1 / \rho \cdot g + c^2 / 2 \cdot g$$

col secondo tubicino, inserito nel tubo come in fig. si misura l'altezza H' corrispondente alla sola energia di pressione

$$H' = p_1 / \rho \cdot g$$

ne segue che l'altezza dovuta alla componente cinetica è la differenza delle due e quindi:

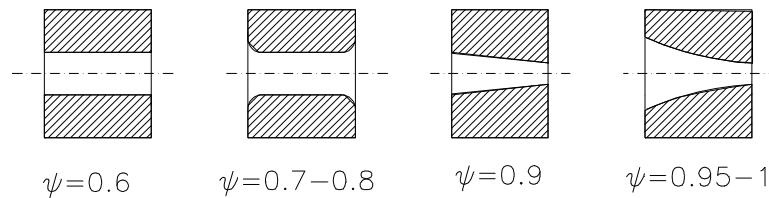
$$H_c = H - H' = c^2 / 2 \cdot g$$

da cui si ricava:

$$c = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_c}$$

2.5.6 RESISTENZE PASSIVE

Nei boccagli e negli orifizi, se non vengono arrotondati si nota una contrazione della vena che riduce la *portata*; si tiene conto di questi fenomeni moltiplicando la portata per un coefficiente ψ minore di 1. I valori approssimativi di ψ sono dati da:



2.5.7 FLUIDI REALI - VISCOSITA'

Nei fluidi reali le formule ricavate devono essere corrette per tener conto delle resistenze passive; il principio di conservazione dell'energia resta comunque valido in quanto le resistenze passive da introdurre costituiscono una perdita di energia che come tale va conteggiata.

La viscosità è la caratteristica principale dei fluidi reali che provoca il fenomeno di resistenza passiva o attrito interno.

La velocità di un fluido in un canale, a causa della viscosità, decresce dal pelo libero alla base. Tra due strati di area A a distanza dy si rileva una differenza di velocità dc ; la forza che provoca tale rallentamento dipende dalla viscosità del fluido:

$$F = \mu \cdot A \cdot \frac{dc}{dy}$$

Il coefficiente μ è detto coefficiente di **viscosità dinamico**, dipende dalla natura del liquido e dalla sua temperatura.

$$\mu = \frac{F}{A} \cdot \frac{dy}{dc} \quad (\text{Pa} \cdot \text{s})$$

se dividiamo la viscosità dinamica per la densità otteniamo la viscosità cinematica:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{m} \cdot \text{sec}^{-1})$$

Coefficiente di viscosità dinamica dell'acqua in millipascal secondo:

temperatura	0°	20°	50°	100°
acqua	1,79	1,0	0,55	0,28

2.5.8 MOTO LAMINARE E MOTO TURBOLENTO

Se osserviamo il moto di un fluido entro un tubo di vetro in cui introduciamo al centro una goccia di inchiostro colorato, si osserva che per piccole velocità il filetto colorato si allunga mantenendosi rettilineo senza sfrangiarsi, se la velocità aumenta il filetto comincia a sfrangiarsi sempre più disordinatamente disperdendosi nella corrente principale.

Nel primo caso si dice che il moto è **laminare**, nel secondo che il moto è **turbolento**.

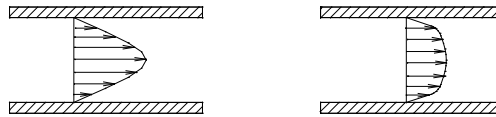
Il tipo di moto può essere valutato col numero di Reynolds:

$$N_{RE} = \frac{c \cdot d}{\nu} = \rho \frac{c \cdot d}{\mu}$$

Nel caso di acqua se $N_{RE} < 2500$ il moto è laminare, se $N_{RE} > 5000$ il moto è turbolento, nei valori intermedi il regime è transitorio.

Nelle applicazioni pratiche il moto è quasi sempre turbolento.

L'andamento delle velocità all'interno del tubo è diverso a seconda del tipo di moto, più uniforme nel moto turbolento, rispetto al laminare che è più sensibile all'effetto parete.



Esempio

Calcolare la velocità limite del moto laminare dell'acqua in un tubo di diametro 100mm, supponendo una temperatura di 10°C.

La viscosità dell'acqua a 10°C è $\mu = 1.35 \cdot 10^{-3}$ Pa·s

Per cui applicando la formula di Reynolds ricaviamo:

$$c = \frac{N_{RE} \mu}{\rho \cdot d} = \frac{2300 \cdot 1.3 \cdot 10^{-3}}{1000 \cdot 0.1} = 0.03 \text{ m/s}$$

Come già osservato tali valori in pratica sono rarissimi, per cui il moto è quasi sempre turbolento.

Nota: la velocità dell'acqua nelle tubazioni si tiene 2-2.5m/sec come valori massimi consigliati.

2.6 PERDITE DI CARICO

Le perdite di carico si dividono in perdite distribuite o continue e perdite concentrate o localizzate; entrambe le perdite dipendono dalla velocità al quadrato che quindi incide pesantemente sulle stesse.

2.6.1 PERDITE DISTRIBUITE

La perdita distribuita si può valutare (m) con la formula:

$$H_d = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

o in termini energetici:

$$Y = g \cdot H_d = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2}$$

in cui f è un coefficiente d'attrito adimensionale che dipende dal numero di Reynolds e dalla scabrezza relativa del tubo. I manuali forniscono i valori dei coefficienti, ma è molto più pratico usare i diagrammi differenti per materiali (es. ghisa, acciaio, rame etc.) che forniscono le perdite di carico direttamente al metro di tubazione.

Esempio: si calcoli in un tubo di diametro di 20 mm lungo 500 m in cui scorre acqua con portata $\dot{V} = 0.2$ l/sec la caduta di pressione complessiva e la relativa perdita di carico.

Dal diagramma riportato nella pagina seguente otteniamo $\Delta p = 300$ Pa/m e quindi

$$\Delta p_t = 300 \times 500 = 150000 \text{ Pa} = 1,5 \text{ bar}$$

$$H_t = \Delta p_t / \rho g = 150000 / (1000 \times 9.81) = 15,30 \text{ m}$$

Un'altra formula, analoga alla precedente, e molto usata è la cosiddetta formula di Darcy:

$$Y = \beta \frac{Q^2}{D^5} \times L$$

Dove Q è la portata volumetrica (m^3/sec), D (metri) il diametro della tubazione, L (metri) è la lunghezza della tubazione β è un coefficiente che per tubi di ghisa nuovi assume il valore di:

$$\beta = 0.00164 + 0.000043 / D$$

in media

$$\beta \leq 0.0025$$

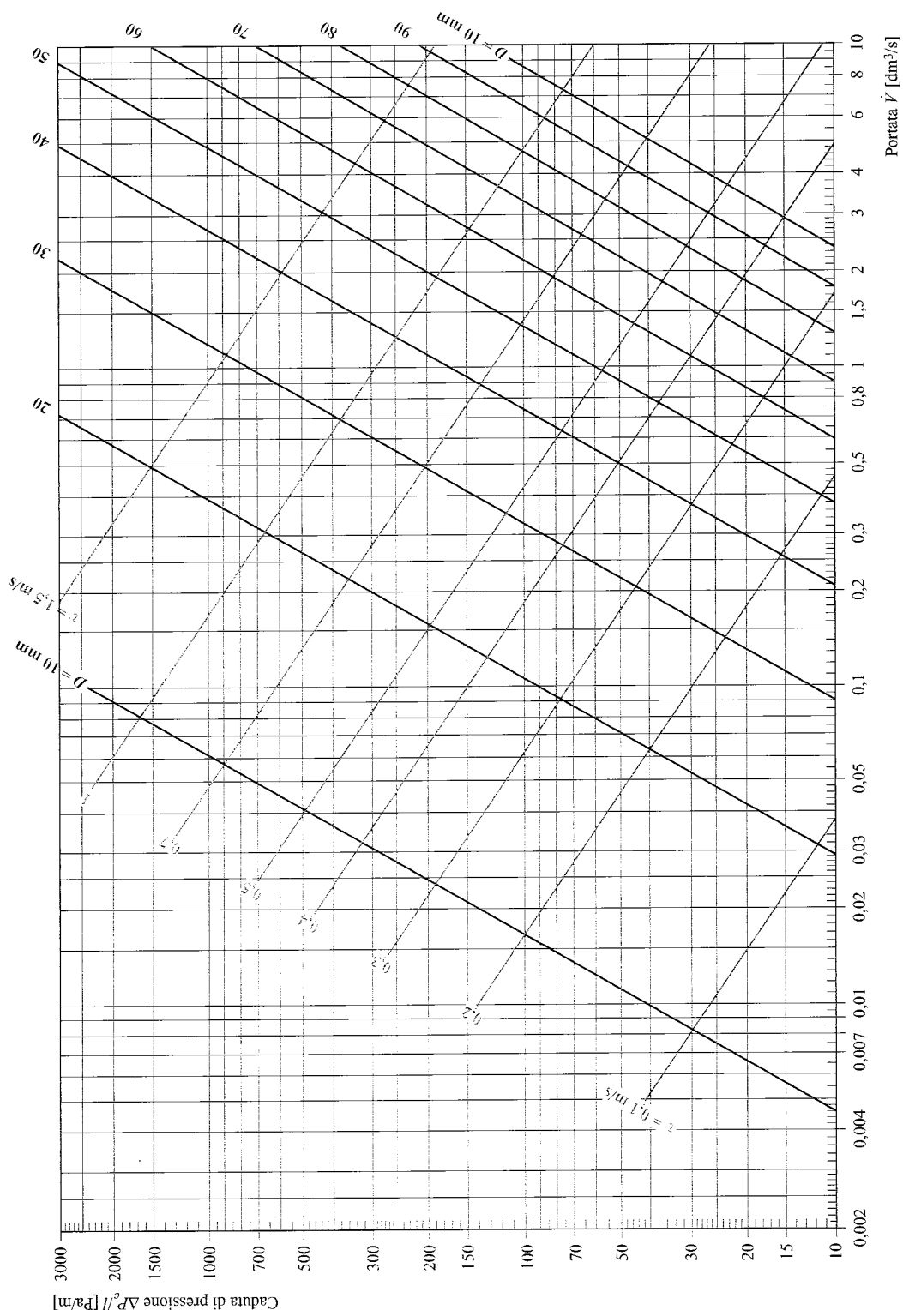


Fig. 6.6-a - Caduta di pressione Δp_c riferita alla lunghezza del condotto [Pa/m] in funzione della portata \dot{V} [dm³/s] e del diametro D [mm] per tubi lisci percorsi da acqua; è anche riportata la velocità dell'acqua v [m/s] nel condotto.

2.6.2 PERDITE CONCENTRATE

Si esprimono con la formula:

$$H_c = k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

dove k rappresenta il coefficiente legato al tipo di accidentalità, cioè dal tipo di perdita localizzata. Dai manuali e dai cataloghi si ricavano i valori del coefficiente.

Nelle tabelle 6.2 e 6.3 sono riportati i coefficienti di resistenza per alcuni elementi più significativi e di impiego più comune.

Altro metodo più recente per valutare le perdite localizzate è quello delle lunghezze equivalenti. Con tale metodo si equipara la perdita di carico concentrata a quella corrispondente a un tubo di lunghezza equivalente; è necessario che ad ogni tipologia di perdita localizzata si conoscano i metri equivalenti che sommati alla lunghezza del tubo ci permettono di valutare tutte le perdite, concentrate e ripartite, con un unico calcolo cioè quello delle perdite distribuite.

Le perdite concentrate sono dovute a curve, cambiamenti di sezione, imbrocchi, inserimenti di valvole, strumenti etc.

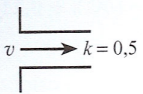
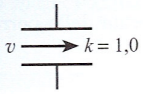
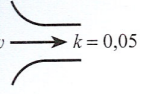
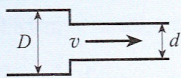
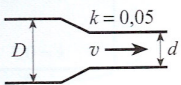
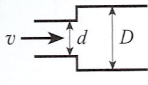
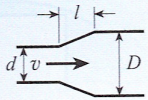
Alcuni manuali riportano le perdite in metri di lunghezza equivalente per le più tipiche perdite concentrate, solo in questo caso è possibile applicare questo calcolo.

Dal Manuale di Meccanica Ed. Zanichelli

Resistenze localizzate	k	Lunghezze equivalenti			
		D=25	D=50	D=100	D=200
Valvola a via diritta	4.5	115D	150D	190D	180D
Valvola a flusso avviato	1.3	45D	45D	55D	80D
Valvola ad angolo	3.5	80D	120D	150D	100D
Valvola di fondo con succhierola	2.5	70D	85D	100D	110D
Valvola di ritegno	5.8	130D	200D	300D	225D
Saracinesca	0.25	7D	8D	10D	12D
Bocca d'ingresso smussata	0.25	7D	8D	10D	12D
Bocca di ingresso raccordata	0.05	1.4D	1.7D	2D	2.5D
Gomito a 90°	0.5	14D	16D	20D	25D
Curva a 90° (R=3D)	0.25	8D	9D	10D	12D
Raccordo a T, derivazione	1.3	37D	43D	52D	65D
Raccordo a T, confluenza	0.9	26D	30D	36D	45D
Sbocco non guidato	0.95	30D	35D	40D	45D

Tabella 6.2

Valori rappresentativi del coefficiente di resistenza localizzata k per varie geometrie di variazione della sezione trasversale del condotto

Ingresso a spigolo vivo 	$k = 0,5$	Tubo che si prolunga all'interno 	$k = 1,0$	Ingresso arrotondato 	$k = 0,05$																
Restringimento brusco 	<table border="1" data-bbox="751 422 1146 499"> <tr> <td>D/d</td> <td>1,5</td> <td>2,0</td> <td>2,5</td> <td>3,0</td> <td>3,5</td> <td>4,0</td> </tr> <tr> <td>k</td> <td>0,28</td> <td>0,36</td> <td>0,40</td> <td>0,42</td> <td>0,44</td> <td>0,45</td> </tr> </table>	D/d	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	k	0,28	0,36	0,40	0,42	0,44	0,45						
D/d	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0															
k	0,28	0,36	0,40	0,42	0,44	0,45															
Riduzione graduale 	$k = 0,05$	Allargamento brusco $k = [(1 - (d/D))^2]^2$ 																			
Allargamento graduale $k = k' [1 - (d/D)^2]^2$ 	<table border="1" data-bbox="699 653 1209 737"> <tr> <td>$(D - d)/2l$</td> <td>0,05</td> <td>0,10</td> <td>0,20</td> <td>0,30</td> <td>0,40</td> <td>0,50</td> <td>0,80</td> </tr> <tr> <td>k'</td> <td>0,14</td> <td>0,20</td> <td>0,47</td> <td>0,76</td> <td>0,95</td> <td>1,05</td> <td>1,10</td> </tr> </table>	$(D - d)/2l$	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,80	k'	0,14	0,20	0,47	0,76	0,95	1,05	1,10				
$(D - d)/2l$	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,80														
k'	0,14	0,20	0,47	0,76	0,95	1,05	1,10														

Perdita di uscita (a spigoli vivi, prolungato, arrotondato), $k = 1,0$.

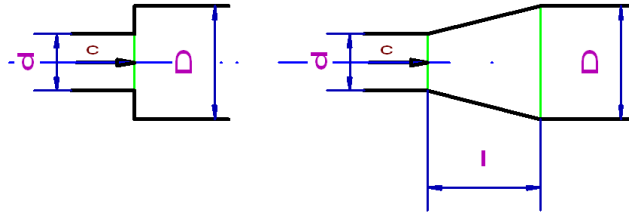
Tabella 6.3

Valori rappresentativi del coefficiente di resistenza localizzata k per valvole, curve e collegamenti vari nelle tubazioni

	k
Valvola a globo, tutta aperta	9
Valvola ad angolo, tutta aperta	4
Valvola a saracinesca:	
tutta aperta	0,26
aperta a 3/4	0,7
aperta a metà	3,2
aperta a 1/4	18
Valvola di ritegno a cerniera, tutta aperta	2,7
Valvola in linea a sfera, tutta aperta	3
Valvola a farfalla da 150 mm in su, tutta aperta	0,4
Gomito standard a 90°	0,6
Gomito standard a 45°	0,32
Gomito a raggio ampio a 90°	0,4
Gomito con filettatura maschio e femmina a 90°	1
Gomito con filettatura maschio e femmina a 45°	0,52
Giunzione a T standard:	
flusso nella direzione principale	0,4
flusso attraverso la diramazione	1,2

Esempio

Utilizzando le tabelle della pagina precedente valutare la perdita nel caso che il flusso passi in modo brusco da una tubazione di 100 mm ad una di 200 mm oppure vi passi in modo graduale utilizzando un cono di lunghezza 200mm. La velocità nella sezione ristretta sia 2m/s.



$$\text{Nel 1° caso si ha: } k = \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 = \left[1 - \left(\frac{100}{200} \right)^2 \right]^2 = 0.56$$

$$\text{Per cui: } h = k \frac{c^2}{2g} = 0.56 \frac{2^2}{2 \times 9.8} = 0.115m \quad y = gh = 1.13 \text{ J}$$

$$\text{Nel 2° caso si ha: } k = k' \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2$$

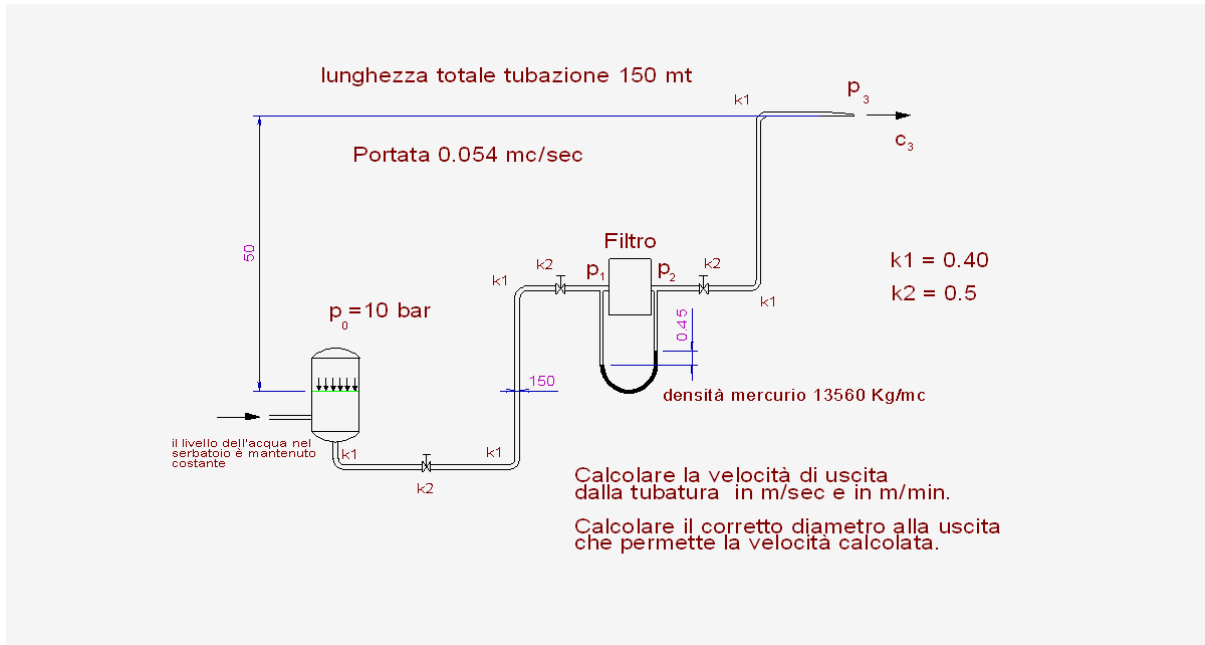
$$\text{Dove } k' \text{ si ricava da: } \frac{(D-d)}{2l} = \frac{200-100}{2 \times 200} = 0.25 \quad \text{interpolando } k' = 0.61$$

$$k = 0.61 \times 0.56 = 0.34$$

$$\text{Per cui: } h = k \frac{c^2}{2g} = 0.34 \frac{2^2}{2 \times 9.8} = 0.07m \quad y = gh = 0.69 \text{ J}$$

Percentualmente la riduzione di perdita è 39%.

Esercizio



Soluzione:

velocità dell'acqua nella tubazione:

$$c = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{0.054}{\frac{\pi \times 0.15^2}{4}} \cong 3 \text{ m/s}$$

Per valutare le perdite occorre innanzi tutto calcolare la perdita nel filtro, a tale scopo si impone l'equilibrio delle pressioni sul manometro differenziale:

$$p_1 + \rho_a \times g \times h_{ma} = p_2 + \rho_m \times g \times h_m$$

da cui:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = g \times h_m \times (\rho_m - \rho_a) = 9.8 \times 0.45 \times (13560 - 1000) = 55390 \text{ Pa}$$

la perdita in metri di colonna d'acqua (H_f):

$$H_f = \frac{\Delta P}{\rho_a \times g} = \frac{55390}{1000 \times 9.8} = 5.65 \text{ m}$$

le perdite nelle 5 curve e nelle 3 saracinesche:

$$H_{c+s} = \frac{c^2}{2g} \times (5K_1 + 3K_2) = \frac{3^2}{2 \times 9.8} \times (5 \times 0.4 + 3 \times 0.5) \cong 1.6 \text{ m}$$

Le perdite distribuite si possono calcolare o con la formula di Darcy o col diagramma entrando con i dati: diametro tubazione 150mm e portata $0.054 \times 3600 = 195 \text{ mc/h}$

Si rileva 6m/100m di tubazione, per cui essendo la tubazione lunga 150 m si ha:

$$H_D = \frac{6}{100} \times 150 = 9m$$

le perdite totali dell'impianto risulteranno quindi:

$$H_t = 5.65 + 1.6 + 9 = 16,25m$$

Per calcolare la velocità dell'acqua nella sezione di uscita applichiamo il teorema di Bernoulli fra la sezione 0 e la sezione di uscita 3, tenendo conto che nel tratto si è persa energia per effetto delle perdite di carico distribuite e concentrate:

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + g \times z_0 = \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + g \times z_3 + g \times H_t$$

avendo assunto il piano di riferimento al pelo libero del serbatoio si ha che la velocità c_0 è nulla o del tutto trascurabile, la quota z_0 è nulla, la pressione relativa p_3 in quanto atmosferica è nulla quindi:

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{c_3^2}{2} + g \times z_3 + g \times H_t$$

da cui:

$$\frac{10 \times 10^5}{1000} = \frac{c_3^2}{2} + 9.8 \times 50 + 9.8 \times 16.25$$

$$c_3 = \sqrt{1000 - 490 - 159.25} = 26.48m/s = 26,48 \times 60 \cong 1589m/min$$

il diametro della bocca d'uscita, raccordato con cono al diametro di 150mm sarà:

$$A = \frac{\dot{V}}{c_3} = \frac{0.054}{26.48} = 0.00204m^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = 0.05m = 50mm$$

CAPITOLO 3

3.0 MACCHINE IDRAULICHE

Le macchine idrauliche che prendiamo in esame sono:

- **turbine:** in cui l'energia idraulica viene trasformata in energia meccanica
- **pompe:** in cui l'energia meccanica viene trasformata in energia di pressione

3.1 ENERGIA IDRAULICA

L'energia idraulica è caratterizzata da tre componenti:

- energia di posizione: altezza del fluido rispetto ad un piano di riferimento
- energia di pressione: fluido in pressione entro una condotta
- energia cinetica: legata alla velocità della vena fluida

Abbiamo già visto nel teorema di Bernoulli che le tre forme si sommano:

$$Y = g \cdot z + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \text{costante} \quad (\text{Joule/kg})$$

Se moltiplichiamo questa espressione per la portata massica (kg/s) si ottiene la potenza teorica utilizzabile:

$$P_i = \dot{m} \cdot Y$$

La potenza effettiva utilizzabile sarà minore perché bisogna tener conto di tutte le perdite. Abbiamo visto che le perdite di energia nella tubazione distribuite si valutano con

$$Y_d = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2}$$

e le perdite di energia concentrate:

$$Y_c = k \cdot \frac{v^2}{2}$$

le perdite totali saranno :

$$Y_t = Y_d + Y_c$$

Le perdite di energia *nella motrice* sono espresse dal rendimento η che si ottiene dal prodotto di tre rendimenti:

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

η_i - rendimento idraulico dovuto alle perdite di natura idraulica dentro la motrice.

η_v - rendimento volumetrico che tiene conto delle perdite di fluido attraverso i giochi

η_m - rendimento meccanico per perdite meccaniche (attriti) nella motrice

Le perdite idrauliche determinano una diminuzione dell'energia meccanica utilizzata dal fluido rispetto a quella fornita dalla girante (macchine operatrici) per cui influenzano direttamente la prevalenza.

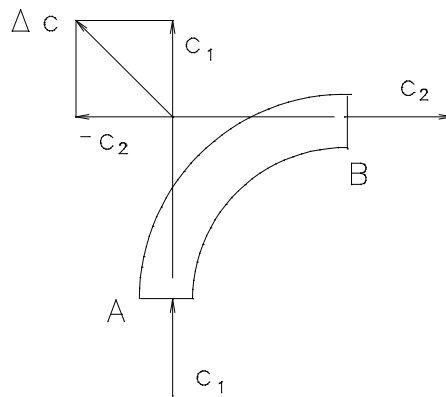
Le perdite che determinano i rendimenti volumetrico e meccanico agiscono invece sulla potenza assorbita dal motore che aziona la macchina operatrice.

3.2 SPINTA SULLA PARETE GENERATA DA UN FLUIDO

Partendo dalla equazione fondamentale della dinamica

$$F = m \cdot a = m \frac{\Delta c}{\Delta t} = \dot{m} \cdot \Delta c = \dot{m} (c_1 - c_2)$$

quindi una forza su una parete nasce per effetto di una variazione di velocità: essendo c una grandezza vettoriale per avere una variazione di velocità è sufficiente che vari solo la direzione.



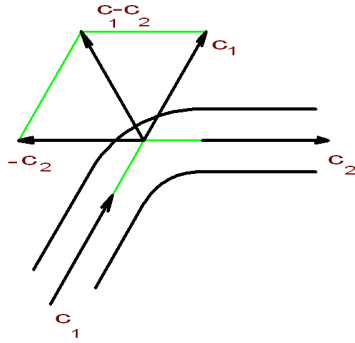
nella figura vediamo come si genera la spinta in una curva a 90°, per il solo effetto di una variazione di direzione della velocità.

Se la curva (canale) è in movimento come nel caso dello spazio compreso fra le pale di una turbina, siamo in presenza di moti composti, quindi la velocità assoluta del fluido è somma vettoriale della velocità relativa (del fluido rispetto alla pala) e della velocità di trascinamento che è data dalla rotazione della pala stessa. Riprenderemo queste considerazioni nello studio delle pompe e delle turbine.

$$\bar{c} = \bar{u} + \bar{w}$$

Esempio (3.2.a)

Si calcoli la spinta in una curva a 120° di 100 mm di diametro in cui scorre una portata d'acqua pari a 800 l/s.



Calcoliamo innanzi tutto il modulo della velocità:

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = 7.85 \times 10^{-3} m^2$$

$$\dot{V} = 800 l / 1' = \frac{800}{1000 \times 60} = 0.0133 m^3 / s$$

la velocità risulta: $|c| = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{0.0133}{7.85 \times 10^{-3}} = 1.7 m / s$

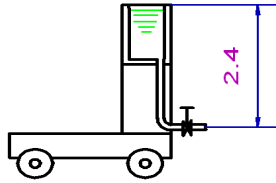
la differenza delle velocità risulta:

$$c_1 - c_2 = c_1 + (-c_2) = \sqrt{c_1^2 + c_2^2 + 2c_1 \times c_2 \cos 120} = \sqrt{2.89 + 2.89 + 5.78(-0.5)} = 1.7 m / s$$

e quindi la spinta : $F = \dot{m} \times (c_1 - c_2) = \rho \times \dot{V} \times (c_1 - c_2) = 1000 \times 0.0133 \times 1.7 \cong 23 N$

Esercizio (3.2.b)

Si abbia un carrello come in figura, la cui massa complessiva sia 700 Kg, la bocca di uscita sia di forma tronco conica con diametro minimo di 5 cm. Se il coefficiente d'attrito delle ruote è 0.01 si vuol sapere se aprendo improvvisamente il flusso d'acqua il carrello si muove o resta fermo.



Calcoliamo la resistenza d'attrito:

$$R_a = G \times f = m \times g \times 0.01 = 700 \times 9.8 \times 0.01 = 68.6 \text{ N}$$

Calcoliamo adesso la spinta dovuta all'apertura della valvola:

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 0.05^2}{4} = 1.96 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$c = \varphi \sqrt{2 \times g \times h} = 0.98 \sqrt{2 \times 9.8 \times 2.4} = 6.72 \text{ m/s}$$

$$\dot{V} = \psi \times A \times c = 0.9 \times 1.96 \times 10^{-3} \times 6.72 = 11.85 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

La spinta risulta: $F = \rho \times \dot{V} \times c = 1000 \times 11.85 \times 10^{-3} \times 6.72 = 79.63 \text{ N}$

Per il principio di azione e reazione la spinta tende a far muovere il carrello in avanti ed essendo superiore alla resistenza di attrito il carrello riesce a spostarsi.

3.3 EQUAZIONE FONDAMENTALE DELLE TURBOMACCHINE O EQUAZIONE DI EULERO

Vediamo come si genera il momento motore che fa ruotare la turbina e quindi come si trasforma l'energia idraulica in energia meccanica. Se la turbina è attraversata dalla portata massica \dot{m} , essendoci nella ruota "z" palette la quantità di fluido che attraversa lo spazio compreso fra due pale è data:

$$\dot{m}_z = \dot{m} / z$$

la forza che nasce entro il condotto fra due palette per effetto della variazione di velocità è:

$$F_z = \dot{m}_z \cdot \Delta c$$

quindi il momento sulla palette sarà: $M_z = F_z \times r_i = \dot{m}_z \cdot \Delta c \times r_i$

Intanto per avere il momento totale basterà moltiplicare per il numero z di palette, inoltre passando dal prodotto scalare ai moduli si otterrà:

$$M = \dot{m} \cdot (c_1 \cos \alpha_1 \cdot r_1 - c_2 \cos \alpha_2 \cdot r_2)$$

la potenza si ottiene moltiplicando il momento per la velocità angolare, ed essendo $r \cdot \omega = u$ (velocità periferica) si otterrà:

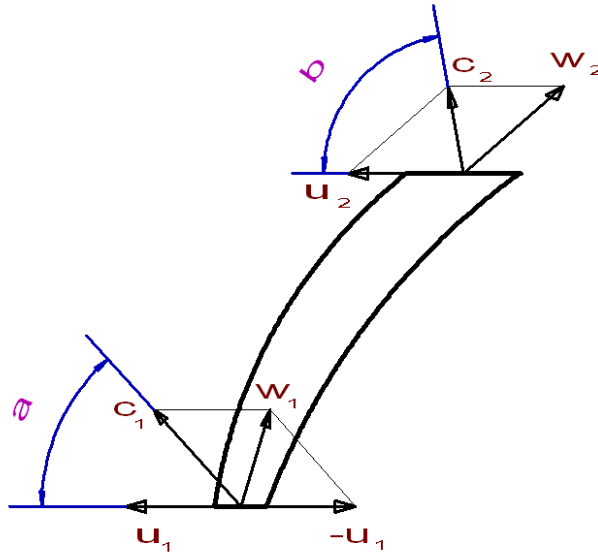
$$P = \dot{m} \cdot (c_1 \cos \alpha_1 \cdot r_1 - c_2 \cos \alpha_2 \cdot r_2) \cdot \omega = \dot{m} \cdot (c_1 \cos \alpha_1 \cdot u_1 - c_2 \cos \alpha_2 \cdot u_2)$$

e ricordando che l'energia specifica Y si ottiene dividendo la potenza per la portata massica e indicando $c_1 \cdot \cos \alpha = c_{1u}$ (componente di c_1 su u) si ha:

$$Y = (c_{1u} \cdot u_1 - c_{2u} \cdot u_2)$$

che rappresenta **l'equazione di Eulero per le turbine** che ci dice che l'energia specifica dipende dalle sole componenti cinetiche del moto del fluido nel canale, non dipende dalla natura del fluido. Questa equazione è fondamentale nello studio di tutte le macchine a fluido.

Da essa si vede che per ottenere il massimo lavoro è necessario che il termine negativo si annulli e ciò si verifica se è nulla la componente c_{2u} , ossia il vettore c e il vettore u devono essere perpendicolari.



Da rilevare che l'equazione di Eulero benché importante per comprendere le relazioni energetiche è insufficiente a spiegare i fenomeni che avvengono realmente dentro la pala in quanto l'energia che si ottiene è a volte anche il 30% e più inferiore. Ciò è dovuto sia al fatto che il moto del fluido è accompagnato sempre da perdite di energia distribuite e concentrate, dal fatto che il moto non avviene per filetti paralleli, sia perché il numero delle pale è limitato e ciò ha come conseguenza che il moto dei filetti non è congruente con la pala.

3.4 TURBINE IDRAULICHE

Le turbine idrauliche permettono l'utilizzazione dei salti d'acqua trasformando questa energia potenziale in energia meccanica sull'asse della turbina e questa in energia elettrica negli alternatori collegati direttamente all'asse della turbina.

Il livello che si utilizza è la differenza fra la quota del fluido prelevato e la quota a cui opera la turbina. Il dislivello può andare da qualche decina di metri fino ad altezze dell'ordine di 1000m in zone montagnose.

Gli elementi essenziali di una turbina sono il **distributore**, organo fisso, e la girante, organo mobile. La forma dei distributori ed anche la girante stessa dipende dal tipo di turbina (Pelton, Francis, Kaplan).

Le turbine possono suddividersi in due tipi fondamentali:

- ad **azione** (Pelton) in cui tutta l'energia potenziale viene trasformata in energia cinetica nel distributore
- a **reazione** (Francis e Kaplan) in cui una parte dell'energia potenziale viene trasformata in cinetica nel distributore e la restante parte viene trasformata all'interno della girante.

Nel primo caso le turbine vengono dette anche a getto libero quindi sono aperte e possiamo osservare il getto che colpisce la pala, mentre nel secondo caso le turbine sono chiuse perché la parte di energia da trasformare entro la girante è sotto forma di energia potenziale di pressione.

Tipi di turbine:

- Pelton: ad azione utilizzate per grandi dislivelli e con portate più ridotte
- Francis: a reazione utilizzate per dislivelli medi e portate più alte
- Kaplan: a reazione utilizzate per dislivelli bassi e portate assai alte

Una tabellina caratteristica per la scelta del tipo di turbina può essere:

	giri caratteristici	dislivello
Pelton	15 ÷ 50	1500 ÷ 100
Pelton a 1 getto	< 20	
Pel ton a 2 getti	20 ÷ 30	
Pel ton a 3 getti	30 ÷ 40	
Pel ton a 4 getti	40 ÷ 50	
Francis lente	50 ÷ 120	500 ÷ 100
Francis veloci	120 ÷ 350	100 ÷ 40
Kaplan lente	300 ÷ 600	40 ÷ 10
Kaplan veloci	600 ÷ 800	10 ÷ 3

dove il numero di giri caratteristico si ottiene con la formula sperimentale:

$$n_c = n \cdot \frac{\sqrt{P_u}}{H^{1,25}}$$

dove n è il numero dei giri, P_u è la potenza utile espressa in Kw e H è il dislivello espresso in metri.

Poiché la turbina è accoppiata ad un generatore elettrico, occorre scegliere il numero di giri effettivo che si ricava dalla frequenza della rete (50 Hz) e dal numero di coppie dei poli del generatore con la relazione:

$$n = \frac{60f}{p_c}$$

in fase di progettazione si può scegliere il numero di coppie polari, per adattarsi ad un tipo di turbina.

3.5 TURBINA PELTON AD AZIONE

La turbina Pelton è una turbina ad azione, per cui l'energia potenziale viene trasformata in energia cinetica nel distributore o nei distributori (possono essere da 1 a 4) in quest'ultimo caso la turbina è ad asse verticale.

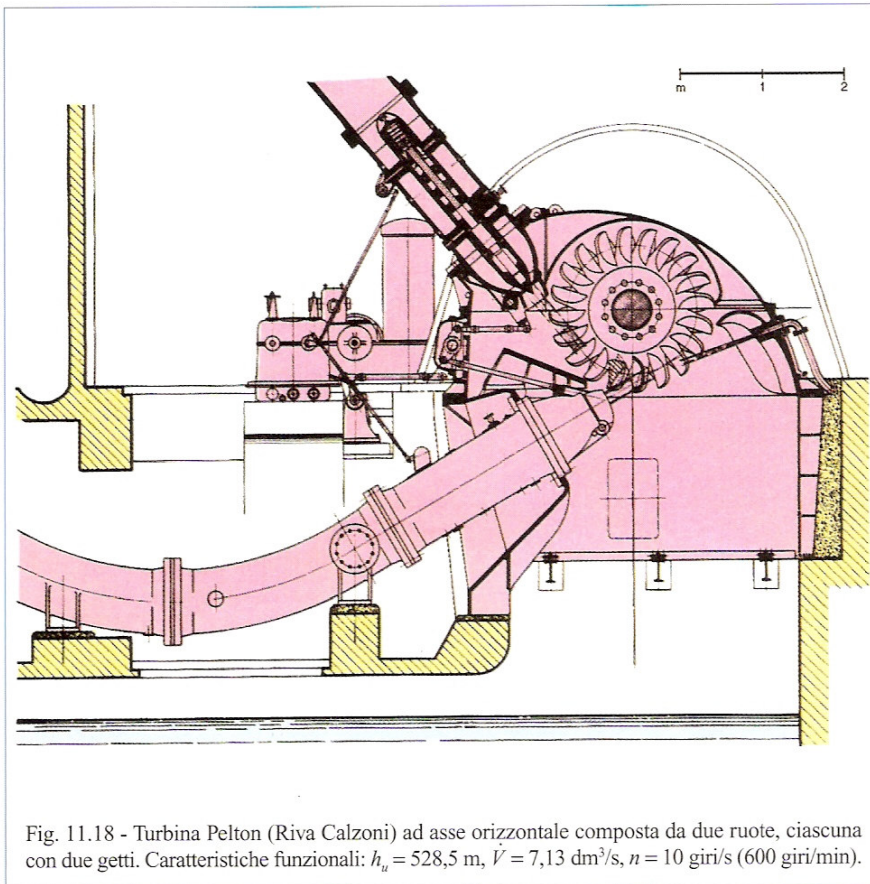


Fig. 11.18 - Turbina Pelton (Riva Calzoni) ad asse orizzontale composta da due ruote, ciascuna con due getti. Caratteristiche funzionali: $h_u = 528,5$ m, $\dot{V} = 7,13$ dm³/s, $n = 10$ giri/s (600 giri/min).

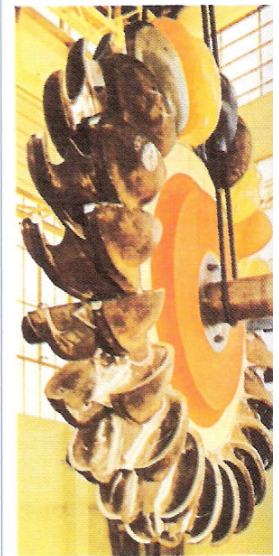
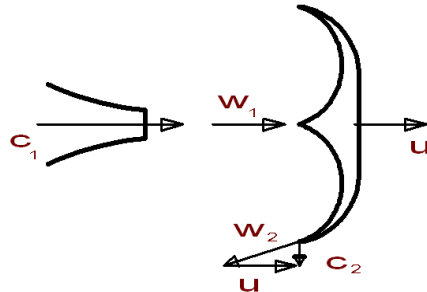


Fig. 11.19 - Girante integrale per turbina Pelton da 107 MW (Franco Tosi). Il materiale più impiegato è l'acciaio comune o inossidabile. Le pale possono essere fuse con il disco (ruota integrale come nel caso della figura) oppure montate ad una ad una o a gruppi sulla ruota.

La velocità del getto c_1 uscente dall'ugello impatta la pala che si muove con velocità di rotazione u avente la stessa direzione di c_1 , si ricava pertanto la velocità relativa w_1 .

Sulla uscita dalla pala la velocità relativa è w_2 (a meno delle perdite per attrito è uguale a w_1) che composta con la velocità di trascinamento u ci dà la velocità assoluta d'uscita.



L'equazione di Eulero: $Y = (c_{1u} \cdot u_1 - c_{2u} \cdot u_2)$ nel nostro caso diventa

$Y = (c_1 \cdot u - c_{2u} \cdot u)$ e se l'inclinazione della pala è tale che c_2 è perpendicolare a u

$Y = c_1 \cdot u$ condizione di massima energia trasferita alla girante

$Y = g \cdot H = g \cdot c_1^2 / 2g = c_1 \cdot u$ semplificando si ottiene $u = \frac{c_1}{2}$

cioè la velocità di rotazione è uguale alla metà della velocità del getto uscente dall'ugello (in pratica si assume $u/c = 0.47$), la quale è data dalla formula:

$$c = \varphi \sqrt{2gh}$$

dove $\varphi = 0.976-0.98$

La potenza massima teorica della turbina Pelton è:

$$P_t = \dot{m} Y = \dot{m} u c_1 = \dot{m} c_1^2 / 2$$

Mentre la potenza effettiva si ottiene moltiplicando la teorica per il rendimento totale

$$P_e = P_t \cdot \eta_t$$

Il rendimento totale della turbina Pelton è abbastanza elevato fra 0.86 e 0.92.

Per dimensionare l'ugello e il diametro della girante si procede, calcolando innanzi tutto la portata volumetrica:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

e quindi dall'equazione di continuità la sezione del getto d'uscita e quindi il suo diametro:

$$S = \frac{\dot{V}}{c_1} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}$$

Nota: se la turbina è a più getti occorre suddividere la portata fra questi.

Il diametro della ruota si ottiene dalla velocità periferica $u = c_1 / 2$ e dal numero di giri che è dettato dal numero di giri scelto per l'alternatore.

$$D = 60 u / \pi n$$

Per un buon dimensionamento $12 < D/d < 18$ comunque mai inferiore a 8-10.

Il proporzionamento della pala si effettua in funzione del diametro del getto mediante appositi coefficienti che si trovano sui manuali.

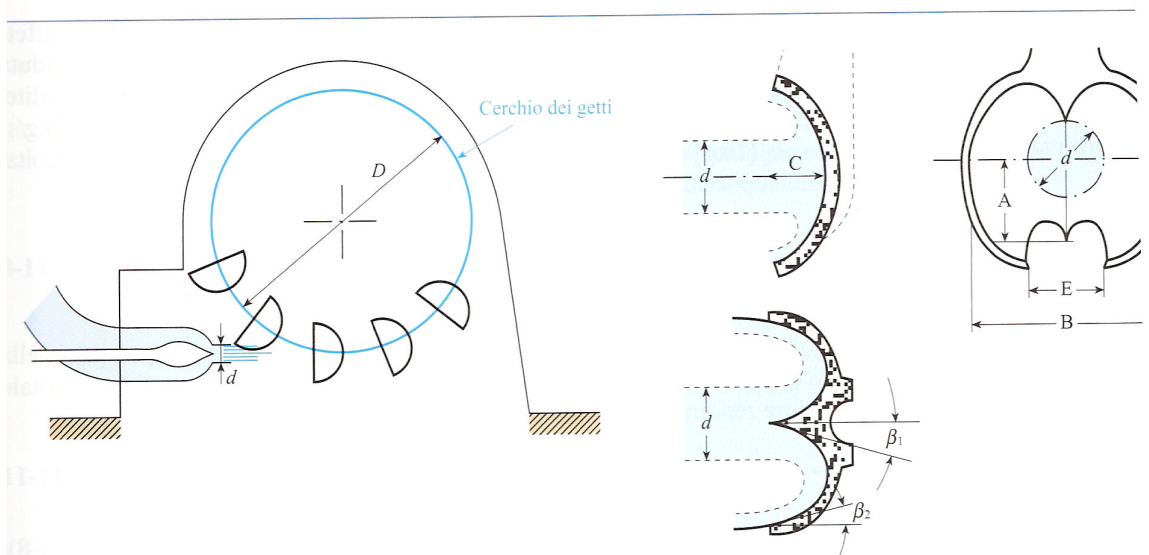


Fig. 11.15 - Schema di una turbina Pelton e dimensioni principali della pala riferite al diametro d del getto:

$$A = (0,9 \div 1,2) d;$$

$$B = (2,8 \div 3,5) d;$$

$$C = (0,8 \div 0,9) d;$$

$$E = (1,2 \div 1,3) d;$$

$$\beta_2 = 10^\circ \div 20^\circ \text{ angolo della pala in uscita};$$

$$N = 15 + D/(2d) \text{ numero delle pale.}$$

3.5.1 COSTRUZIONE

Le turbine Pelton ad uno o due getti sono ad asse orizzontale, mentre quelle a più getti sono ad asse verticale. L'apertura dell'ugello della Pelton può essere regolata mediante una spina di chiusura (Double), che riducendo la sezione di passaggio riduce la portata. Nelle turbine Pelton la diversa apertura del distributore rispetto a quella di progetto non fa variare in modo sostanziale il rendimento che presenta quindi una curva abbastanza piatta in funzione del grado di apertura.

La spina deve essere chiusa lentamente per evitare il **colpo d'ariete** nella condotta di alimentazione. Una chiusura rapida provoca infatti un'onda di pressione che si trasmette a ritroso nella tubazione fino al bacino dove viene riflessa ritornando verso l'ugello. La frequenza delle onde d'urto è funzione della manovra di chiusura della spina e queste onde sovrapponendosi danno luogo ad una successione di colpi che possono portare alla distruzione dell'ugello o allo scoppio della condotta.

Quando alla turbina Pelton collegata ad un alternatore viene a mancare il carico (es. black-out) la turbina tende ad accelerare (va in fuga) e per evitare che ciò possa provocare gravi danni è necessario togliere immediatamente l'acqua dalla ruota. A tale scopo c'è un tegolo deviatore che scendendo davanti al getto impedisce che questo vada a colpire la pala. Successivamente la turbina viene frenata con un piccolo controgetto derivato sempre dalla tubazione di adduzione dell'acqua alla turbina.

3.6 TURBINE A REAZIONE

Nella turbina a reazione l'energia potenziale a disposizione viene in parte trasformata in energia cinetica nel distributore e la trasformazione si completa nella girante. Ne segue che le sezioni dei canali fra pala e pala tendono a restringersi e la velocità di uscita è maggiore della velocità di entrata nella girante.

Se h_1 è la parte di energia potenziale che si trasforma nel distributore si ha:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gh_1}$$

La rimanente parte $h_2 = H - h_1$ si trasforma in energia cinetica nella girante, quindi se c_1 e c_2 sono rispettivamente le velocità di ingresso e uscita dalla girante si ha:

$$h_2 = \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g}$$

Si chiama **grado di reazione della turbina** il rapporto tra la parte di salto che si sviluppa entro la girante e il salto utile:

$$\rho = \frac{h_2}{H}$$

Ricordiamo che il salto utile è dato dal dislivello fra i peli liberi dell'acqua nel bacino e a valle della turbina (dislivello geodetico) meno le perdite di carico nella condotta, meno l'altezza fra il distributore e il pelo libero a valle della turbina.

3.6.1 CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE

Le turbine idrauliche a reazione sono costituite da una corona di pale direttrici fisse (distributore) e da una girante palettata, entrambi immersi nella corrente. Per ottenere la variazione della portata le pale direttrici sono contemporaneamente girevoli per mezzo di servomeccanismi. Variando la portata, varia la velocità di uscita dalle pale del distributore, quindi varia il grado di reazione.

Questa regolazione serve per adattare la macchina oltre alla richiesta della rete elettrica, alimentata dal generatore, sia alla variazione della caduta idraulica disponibile.

Il grado di apertura di progetto è scelto per dare un grado di reazione intorno al 50% nelle turbine Francis e fino al 90% nelle turbine Kaplan lente.

3.6.2 TRASFORMAZIONE ENERGETICA

Abbiamo visto la trasformazione dell'energia potenziale di pressione entro la girante in energia cinetica; se l'uscita della turbina è alla pressione atmosferica il salto di pressione si ferma fino a 1 bar, se invece l'uscita dalla turbina è a pressione inferiore alla atmosferica il salto di pressione dentro la turbina aumenta e maggiore è l'energia trasformata in cinetica dentro la girante. Per realizzare ciò la turbina viene completata con un tubo diffusore di forma tronco-conica sull'uscita immerso con l'estremità nel canale a valle.

In questo modo si aumenta il salto disponibile dell'altezza del diffusore. Il recupero dell'energia è limitato dalla depressione che il diffusore provoca nella sezione ristretta che non deve essere eccessivamente alto perché si possono avere fenomeni di cavitazione.

La **cavitazione** è un fenomeno che può arrecare danni considerevoli alle macchine. Essa avviene dove si verificano depressioni e le temperature non sono sufficientemente basse; in queste zone si formano bolle di vapore o bolle di aria che era disciolta in acqua queste bolle portandosi in zone dove è più alta la pressione implodono istantaneamente provocando un martellamento continuo e di grande intensità che provoca erosione rapida delle parti di macchina.

3.6.3 TURBINA FRANCIS

Il **distributore** è costituito da una serie di pale a profilo simmetrico leggermente ricurvo. Le pale sono girevoli intorno all'asse del profilo e possono attraverso servomeccanismi ruotare tutte contemporaneamente aumentando a diminuendo la sezione di passaggio e quindi la portata.

La **girante** è costituita da due anelli che reggono una serie di pale a profilo speciale. Il profilo della pala varia in funzione del numero dei giri specifico

$$n_s = n \frac{\sqrt{P_u}}{\sqrt[5]{H^4}}$$

le Francis veloci hanno giranti più aperte rispetto alle Francis lente e inoltre la direzione di introduzione nelle lente è radiale, nelle veloci tende a diventare assiale.

Essendo la turbina accoppiata ad un generatore il numero di giri è legato al numero di coppie polari di questo che per la Francis variano da 2 a 12, di conseguenza:

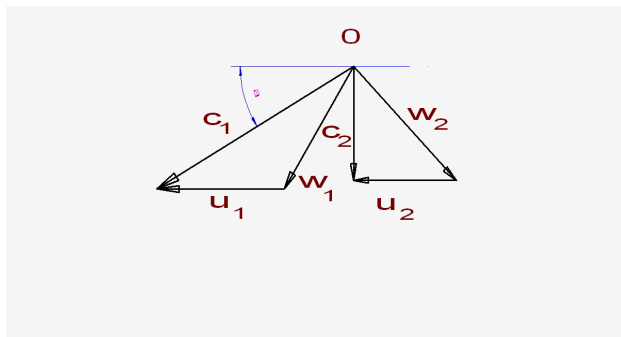
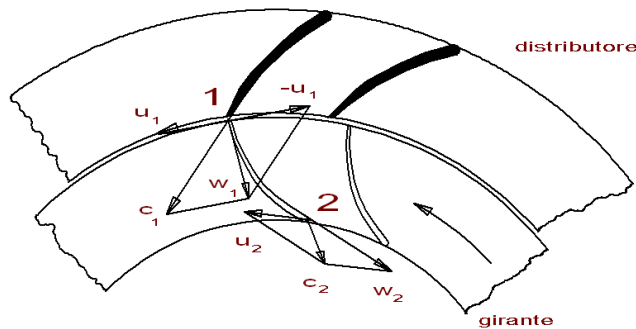
$$n = \frac{60f}{p}$$

Da tener presente che essendo la turbina a reazione la velocità relativa w aumenta man mano che attraversa la girante, infatti:

$$(w_2^2 - w_1^2) / 2 = \eta \cdot g \cdot h_2$$

dove h_2 è la parte di altezza di reazione. Per questo motivo la sezione delle pale decresce passando dal diametro esterno a quello interno.

Triangoli di velocità:



Il vettore c_1 rappresenta la velocità assoluta di ingresso dell'acqua nella girante ed è tangente nel punto 1 alla pala fissa del distributore; il vettore u_1 rappresenta la velocità periferica della girante nel punto 1 ed è ovviamente tangente alla ruota; il vettore w_1 rappresenta la velocità relativa dell'acqua dentro la palettatura mobile, si ricava dalla somma vettoriale di c_1 con $-u_1$ e la paletta va costruita in modo da risultare tangente a tale vettore (condizione di assenza di urto).

Il vettore w_2 rappresenta la velocità relativa di uscita nel punto 2, è tangente alla pala in tal punto e il suo valore è maggiore di w_1 per l'effetto della reazione; il vettore u_2

rappresenta la velocità periferica della ruota nel punto 2 è inferiore a u_1 perché siamo su un raggio più piccolo; il vettore c_2 rappresenta la velocità assoluta di uscita dell'acqua e si ottiene dalla somma vettoriale di u_2 e w_2 .

Ricordiamo che per il teorema di Eulero, il lavoro massimo raccolto sulla girante si ha quando c_{2u} è 0, ossia c_2 deve essere perpendicolare a u_2 . Per ottenere tale risultato nella figura sopra occorre diminuire lo svergolamento della paletta.

3.6.4 TURBINA KAPLAN

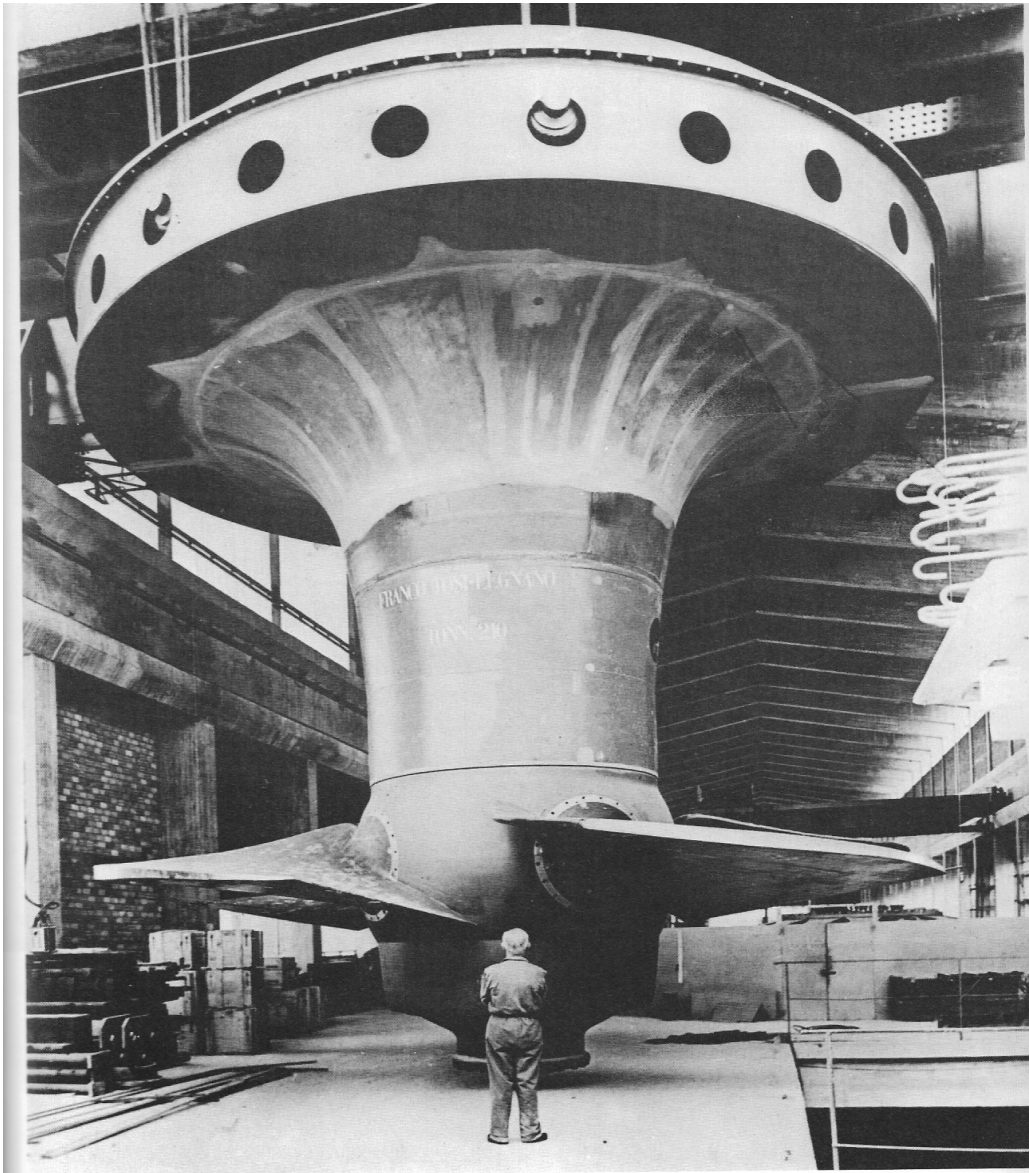
La turbina Kaplan è una evoluzione della turbina ad elica in quanto in quest'ultima le pale non sono fisse ma possono ruotare sul mozzo di uno stesso valore angolare per potersi adattare così a regimi diversi di portata con alti rendimenti ($\eta=0.9$).

In queste turbine è scomparsa la chiocciola presente nelle Francis e la turbina è in camera libera

Le turbine Kaplan sono adottate per cadute da 100m fino a 10m, le portate d'acqua sono consistenti; le pale a struttura alare sono disposte a raggiera sul mozzo e sono in numero di 4-8.

Nella turbina si distinguono sempre le tre parti: il distributore ove avviene la prima trasformazione di energia; la girante dove si completa la trasformazione di energia e il diffusore che provvede al recupero parziale dell'energia di scarico e avvia il flusso nel canale di scarico.

Il numero di giri effettivo della turbina Kaplan è molto basso per cui sono collegate a generatori con alto numero di coppie polari (12-50).



3.7 REGOLAZIONE

Stabilito il regime di rotazione connesso al numero di coppie polari del generatore, questo numero di giri deve mantenersi costante altrimenti varia la frequenza della corrente prodotta.

Un organo in rotazione mantiene costante il suo numero di giri se:

$$M_m - M_r = 0$$

ossia se il momento motore uguaglia il momento resistente.

Quando questa differenza non è uguale a 0 la turbina si troverebbe in regime di accelerazione o decelerazione con conseguente variazione del numero di giri.

$$M_m - M_r = J\varepsilon \quad \text{da cui} \quad \varepsilon = (M_m - M_r) / J$$

Dove ε è l'accelerazione angolare e J il momento d'inerzia delle masse rotanti.

Ciò può avvenire per vari motivi fra i quali una variazione del M_r dovuta ad assorbimenti diversi sulla linea. In tal caso deve esistere un dispositivo (regolatore) che rileva la variazione del numero di giri e provvede tramite servomeccanismi ad adeguare la portata d'acqua quindi a variare il momento motore per ristabilire l'equilibrio.

Ecco perché le turbine Pelton sono munite di spina (Double) nel distributore che avanzando riduce la sezione di passaggio e quindi la portata, mentre le Francis hanno le pale del distributore rotanti intorno all'asse del profilo che riducono le sezioni di passaggio fino alla chiusura e le turbine Kaplan hanno le pale dell'elica ruotanti intorno al mozzo.

Naturalmente il regolatore ha un certo grado di insensibilità (1-2%) altrimenti si troverebbe troppo spesso in fase di regolazione della turbina

Esercizio

Una turbina idraulica a reazione del tipo Francis ha un numero di giri caratteristico $n_c = 90$, un grado di reazione $\rho = 0.6$, sfrutta un salto geodetico di 240 m ed è accoppiata ad un alternatore a 10 poli. Si chiede:

- l'energia specifica di azione e di reazione
- la pressione con cui l'acqua entra in turbina
- la velocità teorica assoluta di ingresso in turbina
- quanto vale la potenza disponibile sull'albero

- a) essendo il grado di reazione: $\rho = \frac{h_2}{h}$ si ricava l'altezza di reazione:

$$h_2 = \rho \times h = 0.6 \times 240 = 144m \quad \text{da cui l'energia di reazione} = g \times h_2 = 1411 \text{ J/Kg}$$
$$h_1 = h - h_2 = 240 - 144 = 96m \quad \text{da cui l'energia di azione} = g \times h_1 = 941 \text{ J/Kg}$$

- b) l'energia di reazione si manifesta come pressione, per cui in ingresso alla turbina si

ha:

$$p = \rho \times g \times h_2 = 941.000 \text{ Pa} = 9.41 \text{ bar}$$

c) la velocità assoluta di ingresso vale:

$$c_1 = \sqrt{2g \times h_1} = 43.4 \text{ m/s}$$

d) la potenza disponibile all'albero la possiamo ricavare dal numero di giri caratteristico:

$$n_c = n \frac{\sqrt{P}}{h^{5/4}}$$

il numero di giri si ricava da: $n = \frac{60 \times f}{cp} = \frac{60 \times 50}{5} = 600 \text{ g/l'}$

per cui $P = \left(\frac{n_c \times h^{5/4}}{n} \right)^2 = \frac{90 \times 240^{5/4}}{600} = 20077 \text{ Kw}$

CAPITOLO 4

4.0 MACCHINE IDRAULICHE OPERATRICI

Le macchine si dicono operatrici quando utilizzano una energia derivata da un'energia primaria (es. energia elettrica) per compiere un lavoro.

Vi sono diverse macchine operatrici tra queste le più importanti che prenderemo in esame sono le pompe.

4.1 LE POMPE

Le pompe si suddividono in:

- pompe a stantuffo
- pompe rotative o turbopompe

4.1.2 POMPE A STANTUFFO

Le pompe a stantuffo sono a moto alternativo e la corsa viene sviluppata dal moto di un pistone entro un cilindro realizzata dal meccanismo di biella-manovella.

Essendo il moto alternativo, e quindi la pressurizzazione discontinua, è necessario disporre all'entrata e all'uscita del cilindro, di valvole di ammissione e di scarico,

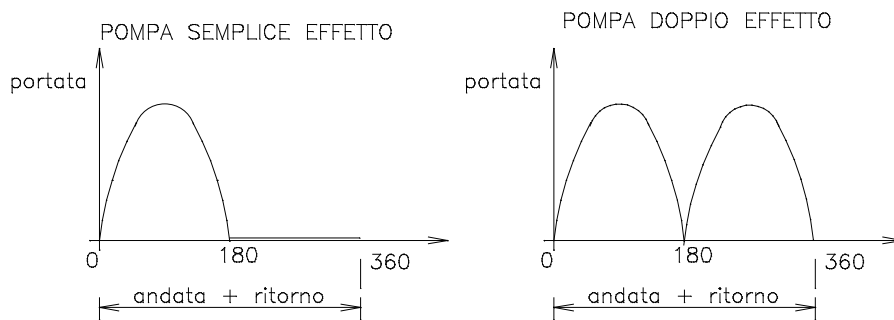
nonché polmoni di pressione (serbatoi) nel tragitto del fluido per mantenere costanti le pressioni di aspirazione e di mandata durante il funzionamento della pompa.

La pompa alternativa, prima dell'avvento della pompa centrifuga, era la sola pompa usata per il trasferimento dei liquidi, oggi essa è riservata quasi esclusivamente agli impieghi in cui sono richiesta pressioni elevatissime (fino a 400bar) con portate volumetriche modeste (fino a 100 l/s).

Il ciclo compiuto dalla pompa a semplice effetto si può sintetizzare così: al PMS lo stantuffo non arriva mai alla testa del cilindro, in quanto in essa sono alloggiata le valvole tale spazio viene detto “nocivo”. La coppia biella manovella imprime il moto che dal PMS (punto morto superiore) va al PMI (punto morto inferiore) realizzando la corsa “c”. Il prodotto della corsa per l'area del cilindro è la **cilindrata V** della pompa.

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot c$$

Nel caso di pompe a doppio effetto la parte posteriore del cilindro è chiusa e quindi in un giro si realizzano due mandate del fluido, c'è da tener presente che la presenza dello stelo del pistone riduce leggermente la portata che non è esattamente doppia rispetto al semplice effetto di pari cilindrata.



La portata della pompa a stantuffo ha carattere pulsante, essa dipende infatti dalla velocità dello stantuffo che è sinusoidale; per ovviare a ciò si usano pompe a più cilindri con sfasatura del ciclo.

La portata della pompa si calcola con:

$$\dot{V} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot c \cdot n \cdot \eta_v$$

per il semplice effetto, si moltiplica per 2 per il doppio effetto

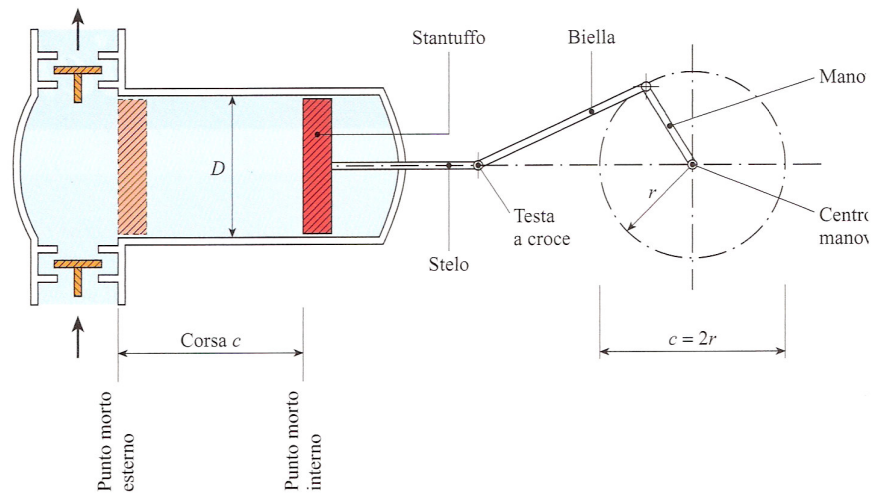


Fig. 7.1-a - La pompa a semplice effetto manda, ad ogni due corse dello stantuffo, una quantità di liq alla cilindrata, differenza tra i valori massimo e minimo assunti dal volume variabile della camera: ne corsa aspira il liquido e nella seconda effettua la mandata. Il punto morto interno corrisponde alla posizi stantuffo in cui il volume della cilindrata è massimo, mentre il punto morto esterno è quello in cui la car giunge il volume minimo.

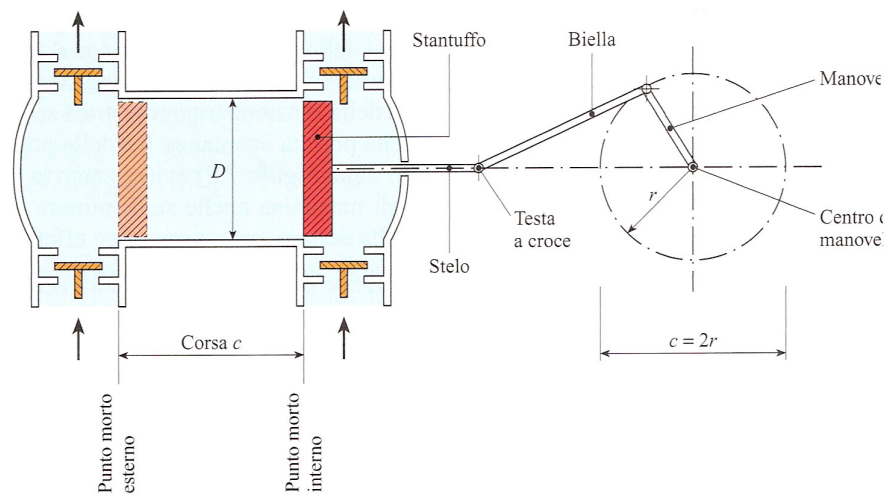


Fig. 7.1-b - La pompa a stantuffo a doppio effetto effettua la mandata ad ogni corsa c : lo stantuffo, che all'interno del cilindro di diametro D , da un lato aspira e contemporaneamente dall'altro lato comprime il l

4.1.3 POMPE CENTRIFUGHE o TURBO-POMPE

Le pompe centrifughe sono le macchine operatrici più diffuse anche per la versatilità e facilità di regolazione.

L'ingresso dell'acqua è assiale al centro della girante con velocità assoluta c_1 , questa combinata con la velocità di rotazione u_1 , ci fornisce la velocità relativa w_1 con cui l'acqua entra nella ruota. L'acqua per effetto della spinta ricevuta alla fine della pala ha velocità relativa w_2 che combinata con u_2 ci dà la velocità assoluta di uscita c_2 .

Il lavoro specifico compiuto dalla girante è : $Y = g \cdot H = \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}$

la velocità c_2 viene poi ridotta nella coclea di uscita recuperando energia di pressione.

Se applichiamo il teorema di Bernoulli alla pompa fra le sezioni ove sono applicati i manometri otteniamo:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1 + gH_m = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot z_2$$

dove gH_m rappresenta l'energia fornita dalla pompa.

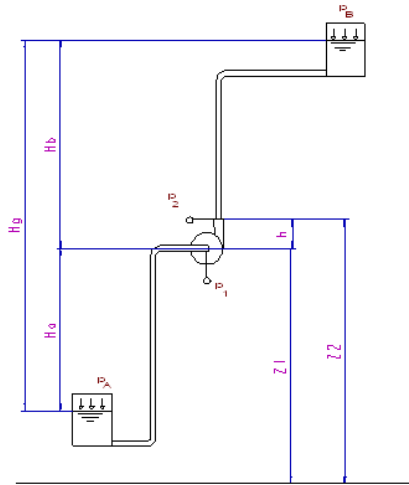
Essendo in genere le tubazioni di aspirazione e mandata uguali (ma anche se appena diverse la differenza è minima) i termini di energia cinetica sono uguali e quindi si annullano, essendo poi $gz_2 - gz_1 = gh$ l'espressione diventa:

$$\frac{p_1}{\rho} + gH_m = \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h$$

$$gH_m = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot h \quad (1)$$

Il valore gH_m ci permette di calcolare la potenza effettiva richiesta all'albero della pompa in Kw:

$$P_e = \frac{\rho V g H_m}{1000 \eta} = \frac{\rho V H_m}{102 \eta}$$



L'equilibrio statico sulla superficie del liquido nel serbatoio A tenendo conto anche delle perdite nel tratto di aspirazione:

$$\frac{p_a}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + gH_a + y_a \quad \text{da cui si ricava} \quad \frac{p_1}{\rho} = \frac{p_a}{\rho} - gH_a - y_a$$

L'equilibrio delle pressioni all'uscita della pompa sul manometro 2, tenendo conto anche delle perdite ci dà:

$$\frac{p_2}{\rho} = \frac{p_b}{\rho} + gH_b - gh + y_b$$

sostituendo i valori trovati nella espressione (1) si trova:

$$gH_m = \frac{p_b}{\rho} + gH_b - gh + y_b - \frac{p_a}{\rho} + gH_a + y_a + gh$$

da cui raggruppando le altezze e sommando le perdite si ha:

$$gH_m = \frac{p_b}{\rho} - \frac{p_a}{\rho} + gH_g + Y$$

da cui si deduce che l'energia fornita dalla pompa va a vincere la differenza di pressione fra i serbatoi di aspirazione e di mandata, il dislivello geodetico e le perdite. Molte volte i serbatoi di aspirazione e mandata sono vasche, quindi a pressione atmosferica ne segue che:

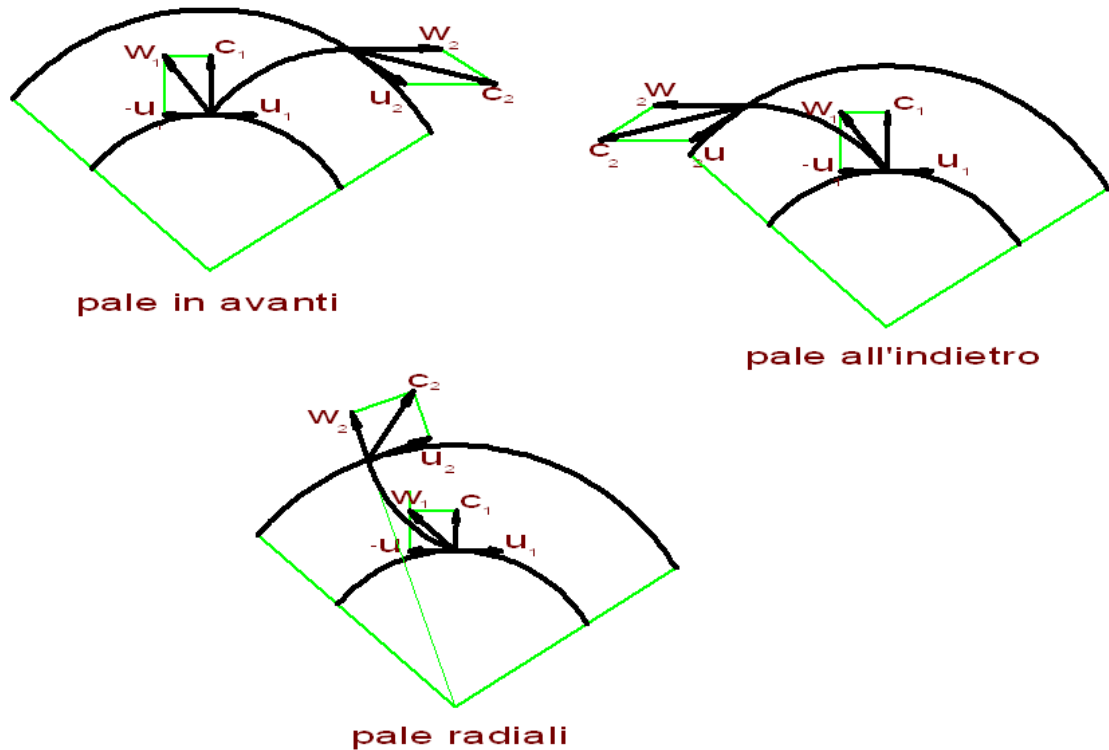
$gH_m = +gH_g + Y$ e dividendo per “g” otteniamo

$$H_m = +H_g + H_p$$

In questo caso assai frequente la pompa deve vincere il dislivello da far superare all’acqua più le perdite di carico.

Le pompe centrifughe hanno una limitazione nella prevalenza che non supera i 160m, mentre la portata è senza limitazioni. Per superare il limite della prevalenza si usano le pompe a più giranti poste in serie.

La forma delle pale può essere in avanti, radiale oppure all’indietro, e naturalmente cambiano i triangoli di velocità:



Si può rilevare che il triangolo d’ingresso è comune ai tre tipi di palettatura, essendo c_1 e u_1 sempre perpendicolari; il triangolo di uscita mette in evidenza che nel caso di pale in avanti è alta la velocità d’uscita, quindi tali pompe sono indicate per alte portate, mentre nel caso di pale all’indietro essendo bassa la velocità sarà alta la pressione, quindi sono usate quando si debbono fornire elevate prevalenze.

4.2 CAVITAZIONE

In particolari punti delle condotte o nei diffusori delle macchine idrauliche (pompe e turbine) si osserva spesso un fenomeno che può provocare danni considerevoli alle tubazioni o alle macchine. Nei punti ove si registrano le pressioni più basse, inferiori alla pressione atmosferica, specie se le temperature del fluido non sono sufficientemente basse, avviene una formazione di bolle di vapore: Le bolle vengono trascinate a valle ed entrando nelle zone a pressione più alta le bolle scompaiono per implosione.

Tale fenomeno è rapidissimo ed implica localmente velocità altissime del fluido che va a riempire gli spazi lasciati liberi dalle bolle, ciò provoca sulle superfici un martellamento continuo a grande intensità che provoca perforazione dei tubi ed erosione delle pale e delle pareti delle macchine.

Le bolle di vapore si sviluppano da un liquido ad una data temperatura quando la pressione assoluta corrisponde alla tensione di vapore a quella temperatura.

Gli effetti della cavitazione si manifestano con:

- a) rumori e vibrazioni (i rumori sono come se all'interno della pompa vi fosse sabbia e in casi di forte cavitazione rumore di ciottoli)
- b) caduta brusca della caratteristica della pompa e quindi del suo rendimento
- b) erosione e corrosione delle parti metalliche (questo fenomeno non ha niente a che vedere con quella provocata dal pompaggio di liquidi abrasivi e corrosivi)

Per evitare la cavitazione nelle pompe occorre controllare l' N.P.S.H. (Net positive suction head) che non è altro che l'energia netta a disposizione della pompa sulla flangia di aspirazione, per introdurre l'acqua nella pompa stessa.

4.2.1 ALTEZZA MASSIMA DI ASPIRAZIONE

Per ciascuna pompa esiste un'altezza massima di aspirazione da non superare se si vuole che il funzionamento idraulico e meccanico della pompa non risulti seriamente compromesso.

Una pompa può aspirare in teoria, acqua al livello del mare ed alla temperatura ambiente fino ad un massimo di 10.33 mt, in quanto è appunto la pressione atmosferica che spinge il liquido attraverso la condotta di aspirazione nella girante.

Sostanzialmente sono tre le cause che limitano l'altezza di aspirazione: la tensione di vapore del liquido pompato, la sua velocità nel condotto di aspirazione e le perdite distribuite e concentrate nel condotto di aspirazione. Per cui la pressione di aspirazione, che teoricamente dovrebbe essere pari a 10.33 mt meno la prevalenza statica di aspirazione $H_{g(a)}$, in realtà risulta decisamente inferiore.

Scriviamo l'equazione dell'energia fra il pelo libero del serbatoio di aspirazione e l'asse della flangia di aspirazione:

$$\frac{p_A}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + H_{g(a)} + h_{p(a)} \quad (1)$$

dove p_1 è la pressione assoluta sulla bocca di aspirazione e c_1 la velocità del liquido sulla stessa. Il valore di p_1 è determinante per il corretto funzionamento della pompa; se la

pressione p_1 di aspirazione scende al di sotto della tensione di vapore alla temperatura del liquido da convogliare, si ha sviluppo di bolle di vapore e la pompa entra in cavitazione.

La pressione assoluta p_1 deve perciò essere maggiore della tensione di vapore p_v del liquido pompato di una quantità che viene indicata con N.P.S.H. (Net Positive Suction Head).

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_v}{\rho g} + N.P.S.H. \quad (2)$$

L' N.P.S.H. viene indicato come **disponibile** alla bocca di aspirazione della pompa quando si riferisce all'impianto e come **richiesto** quando viene riferito alla pompa, intendendo per questo la minima pressione assoluta richiesta da una pompa per operare senza cavitazione.

In teoria i due valori dovrebbero coincidere, in pratica però quello **disponibile** deve essere superiore a quello **richiesto** per assicurare un margine di sicurezza (1/2 metro)

Se si trascura il termine di altezza cinetica che è trascurabile, e si sostituisce la (2) nella (1), si ottiene:

$$N.P.S.H. = \frac{P_A}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - (H_{g(a)} + h'_p)$$

Se il serbatoio è situato al di sopra della pompa l'altezza $H_{g(a)}$ diventa positiva.

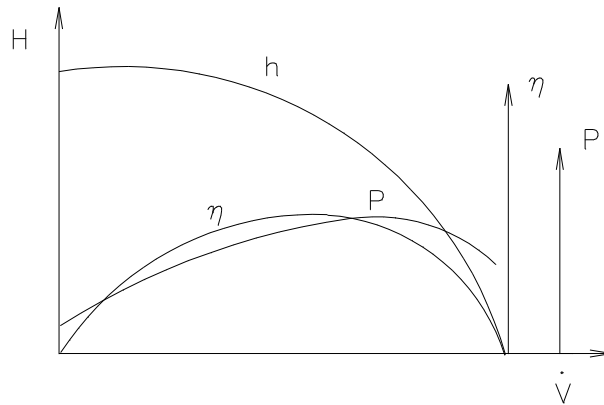
Per favorire le condizioni di aspirazione occorre realizzare giranti con elevato numero di palette, di elevato diametro e con ampia larghezza di imbocco.

4.3 CURVE CARATTERISTICHE

I diagrammi che riportano la prevalenza, il rendimento e la potenza assorbita in funzione della portata volumetrica, ad una determinata velocità di rotazione, prendono il nome di **curve caratteristiche**.

I valori di funzionamento di progetto si ottengono in corrispondenza del massimo rendimento per i quali è stata progettata la macchina.

La curva caratteristica della prevalenza, se le palette sono svergolate all'indietro è decrescente e ciò è positivo per la stabilità della pompa. Se le palette sono radiali o svergolate in avanti la curva presenta un massimo, a destra di esso è stabile, a sinistra è instabile e dà luogo al fenomeno cosiddetto **pompaggio** con pulsazioni anomale fino al disinnescio.



La teoria di Eulero è insufficiente a spiegare il reale funzionamento della pompa perchè il moto del fluido è sempre accompagnato da perdite di energia cinetica, per cui solo una parte del lavoro dato dalla girante al fluido si ritrova alla fine sotto energia di pressione.

La prevalenza H_{∞} è superiore anche del 30% di quello che una pompa, anche senza perdite, può fornire. Ciò è dovuto al numero delle pale che ovviamente è limitato, per cui i filetti non sono più congruenti col profilo delle pale, ma tendono ad assumere un moto di rotazione.

Le perdite sono di tre tipi: idrauliche, volumetriche e meccaniche.

Le perdite idrauliche sono dovute ad attriti e a resistenze localizzate (H_1), a urti (H_2) e sono le uniche ad influire sulla prevalenza, mentre le altre influiscono solo sulla potenza.

Le perdite volumetriche sono relative alla portata che ricircola all' interno della girante per effetto dei giochi esistenti fra la girante e la cassa, quindi una piccola quantità d'acqua attraversa la girante più di una volta costituendo una piccola perdita di energia.

Le perdite meccaniche sono dovute agli attriti delle parti meccaniche in movimento.

Ad ogni perdita corrisponde un rendimento: idraulico, volumetrico e meccanico quindi il rendimento totale della pompa è dato da:

$$\eta_t = \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

In definitiva le perdite sono funzioni del quadrato della portata e la caratteristica assume la forma sopra riportata (H).

Sono da ricordare anche le leggi di affinità che ci permettono di valutare l'influenza del n° di giri sulle caratteristiche di funzionamento (portata, prevalenza, potenza).

$$\frac{Q}{n} = \text{cost} \quad \frac{H}{n^2} = \text{cost} \quad \frac{P}{n^3} = \text{cost}$$

Per variare le prestazioni di un tipo di pompa i costruttori usano ridurre i diametri delle giranti evitando un nuovo progetto per costruire un nuovo modello.

Le pompe devono funzionare in modo soddisfacente, non solo al regime di progetto, ma anche a regimi differenti senza che si verifichi il fenomeno del pompaggio.

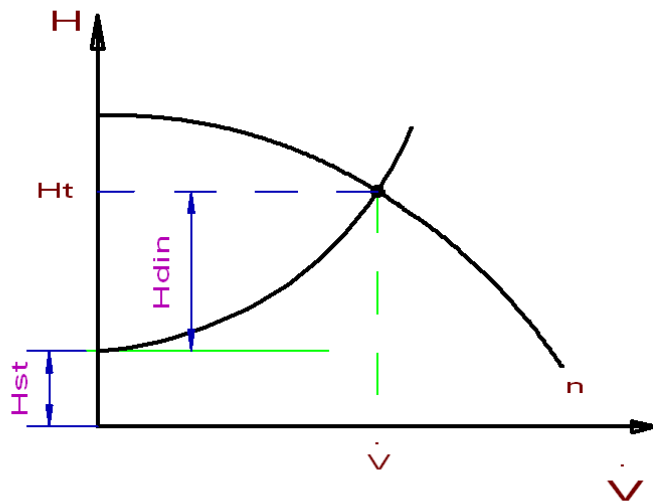
Il punto P di progetto corrisponde al punto di max rendimento della pompa e viene individuato dal punto d'incontro della caratteristica del circuito con la curva caratteristica della pompa.

La caratteristica del circuito è ricavata dalla somma di due termini, l'altezza statica e l'altezza dinamica:

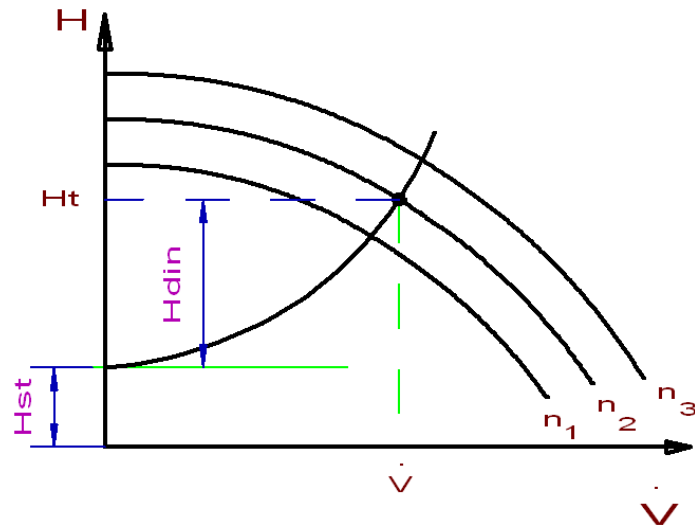
$$H_{st} = H_{geo} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$$

$$H_{din} = H_p + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

Molte volte le pressioni p_1 e p_2 corrispondono alla pressione atmosferica, quindi la differenza è nulla; anche la differenza delle velocità è 0 se le velocità sono eguali, oppure è comunque molto piccola, per cui la caratteristica del circuito si riduce al dislivello geodetico più le perdite nella tubazione.

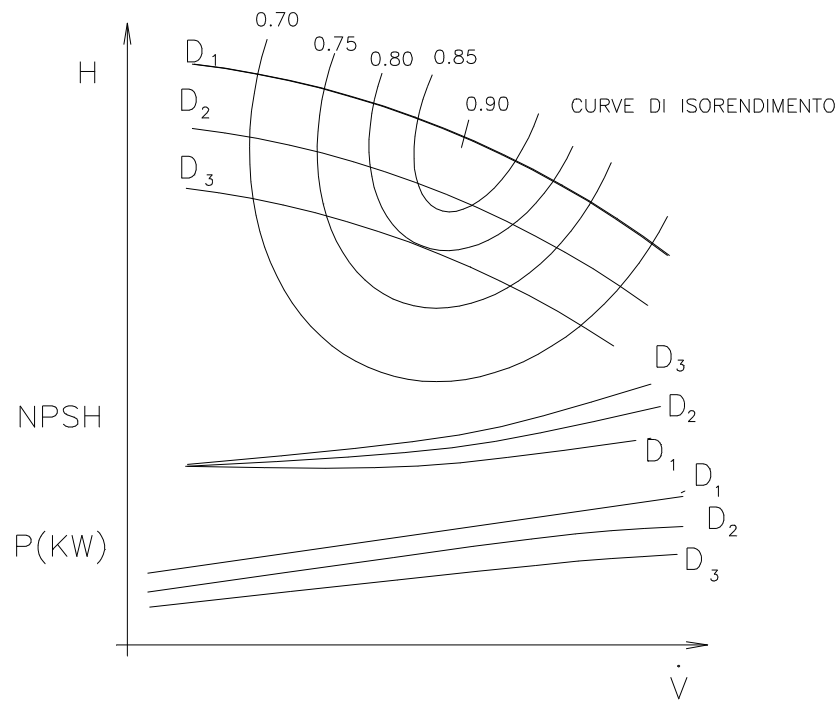


La curva caratteristica è funzione del numero dei giri, quindi ad ogni regime corrisponde una curva:



In realtà le case costruttrici di pompe forniscono diagrammi per ogni numero di giri 960g/1 (mot. a 6 poli), 1450 g/1' (mot. a 4 poli) , 2900g/1' (motore 2 poli) con accoppiamento diretto motore pompa, in realtà si possono ottenere altri giri interponendo fra motore e pompa un collegamento a cinghie trapezoidali.

Inoltre per ogni numero di giri vi sono tre caratteristiche corrispondenti a tre diversi diametri della girante, vale a dire che i costruttori per ogni corpo pompa possono alloggiarvi tre diverse giranti.

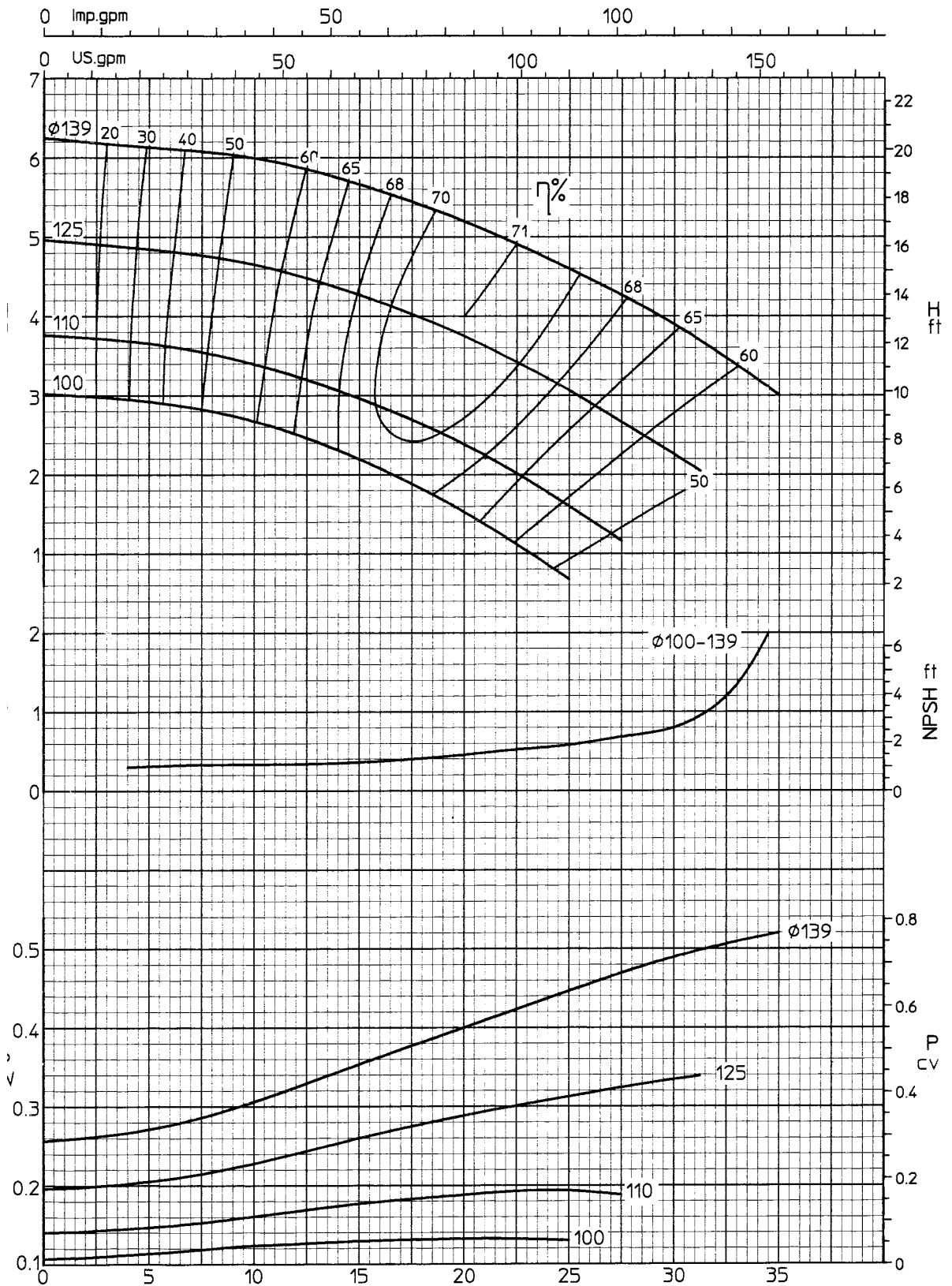


Dal diagramma conoscendo la prevalenza necessaria e la portata possiamo scegliere il diametro della girante che ci consente il massimo rendimento, possiamo ricavare l'NPSH della pompa, e possiamo rilevare la potenza assorbita.

A titolo di esempio riportiamo, tratta dal catalogo Robuschi, una curva caratteristica di una pompa tipo RN 50-125 (50 è il diametro della tubazione di mandata e 125 è il diametro della girante in mm) ruotante a 1400 g/1'.

Nel diagramma si notano le caratteristiche relative ai diametri delle giranti 100-110-125-139, le curve di iso-rendimento, la curva per rilevare l' NPSH della pompa e le curve per ricavare la potenza assorbita per i relativi diametri delle giranti.

OMPA RN 50-125		giri/min rpm	1400	∅ RICHIESTO ∅ Rated	_____ mm	PESO SPEC.REL. Specific gravity	_____	Visc.	_____
CLIENTE Customer	_____	ORDINE order	_____	COMMESSA job	_____	RIF. item	_____	_____	



CAPITOLO 5

5.1 TERMOTECNICA

Si basa sui principi della fisica del calore.

- per la parte statica studia il comportamento della materie solide , liquide e gassose al variare della temperatura;
- per la parte dinamica prende il nome di **termodinamica** e studia il comportamento dei gas e dei vapori al variare delle condizioni fisiche di temperatura e pressione per effetto di un apporto di energia termica.

Altro aspetto della termodinamica è quello **energetico**, cioè relativo alla produzione di energia meccanica nelle macchine termiche, legata alle trasformazioni termodinamiche di energia termica in energia meccanica.

5.1.1 SISTEMI TERMODINAMICI

Una trasformazione termodinamica avviene in un ambito limitato denominato **sistema termodinamico**. Si definisce **ambiente** tutto ciò che è al di fuori del sistema termodinamico. Un sistema termodinamico è separato dall'ambiente da un contorno o superficie limite. Per le caratteristiche di dette superfici i sistemi possono essere:

- sistemi chiusi in cui si ha sempre la stessa quantità di massa. Il sistema cioè non permette ingressi o uscite di materia.
- sistemi aperti in cui la materia può entrare o uscire.

I sistemi termodinamici in relazione agli scambi energetici possono essere classificati in:

- sistemi isolati o **adiabatici** quando non permettono scambi termici con l'ambiente
- sistemi **diabatici** se permettono scambi termici con l'ambiente circostante.

5.1.2 EQUAZIONE GENERALE DI STATO

Le variabili di stato attraverso le quali è possibile conoscere lo stato del gas sono: pressione, volume e temperatura. L'esperienza dimostra che queste grandezze sono legate fra loro da una relazione:

$$pv = RT \quad \text{o} \quad pV = mRT$$

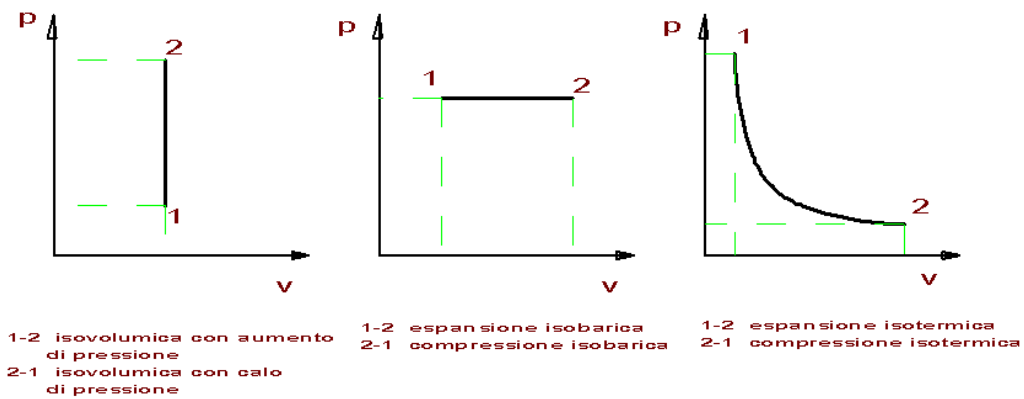
- **p** è la pressione in Pascal (da notare che a differenza delle macchine idrauliche dove è abituale riferirsi alla pressione relativa, nelle macchine termiche ci esprimiamo sempre con le **pressioni assolute**)
- **v** è il volume specifico (m^3/Kg) mentre **V** è il volume (m^3)
- **R** ($J/Kg \bullet K$) è la costante caratteristica del gas in esame

- T è la temperatura assoluta ($T=t+273$) espressa in gradi Kelvin K.

Da notare che per i liquidi la pressione varia con l'altezza, nei gas, essendo la densità assai piccola, tale variazione è trascurabile.

5.1.3 TRASFORMAZIONI

Dalla equazione generale dello stato gassoso si ricavano le leggi dei gas quando una variabile è costante:



- a **pressione costante** (isobara) il volume è direttamente proporzionale alla temperatura:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

- a **volume costante** (isocora, isometrica, isovolumica) la pressione è direttamente proporzionale alla temperatura:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

- a **temperatura costante** (isotermica) la pressione è inversamente proporzionale al volume (legge di Boyle-Mariotte)

$$pV = \text{costante} \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1}$$

5.1.4 CALORE SPECIFICO O MASSICO

Si definisce **calore massico** (calore specifico) la quantità di calore che l'unità di massa del corpo è capace di immagazzinare (J/Kg K); se si vuol calcolare la quantità di calore necessaria ad elevare la temperatura di un corpo, ricordando la definizione di calore massico, si avrà:

$$Q = m c \Delta t$$

I valori dei calori massici si trovano sulle tabelle nei manuali. Per l'acqua vale 4,186 (KJ/Kg K)

I calori massici dei solidi e dei liquidi sono considerati costanti al variare della temperatura, nei gas dipende oltre che dalla temperatura anche se è libero di espandersi (c_p) oppure no (c_v).

5.1.5 FUSIONE ED EVAPORAZIONE

Rappresentano processi di cambiamento di stato. Durante i cambiamenti di stato la temperatura rimane costante finché non si è concluso il processo, nonostante vi sia apporto di calore. Per tale motivo il calore fornito (o assorbito nel caso di solidificazione e condensazione) viene definito **calore latente** e i valori sono tabellati.

5.2 TRASMISSIONE DEL CALORE

La trasmissione del calore fra due corpi che avviene in conseguenza di una differenza di temperatura si realizza in tre modi diversi:

- per **conduzione** nei solidi e nei liquidi in quiete quando non vi è movimento di materia ed avviene per contatto diretto fra le particelle interne di un corpo
- per **convezione** quando avviene fra una superficie di un solido e un fluido in movimento
- per **irraggiamento** quando avviene fra due corpi posti a distanza, per mezzo di onde elettromagnetiche

Esempio: consideriamo una parete di area A e spessore s che viene lambita da un lato dai fumi riscaldati dal carbone incandescente e dall'altro lato dal vapore (caldaia). La trasmissione del calore avviene:

- dal carbone incandescente alla parete per **irraggiamento**
- dai fumi che lambiscono la parete per **convezione**
- all'interno della parete di spessore s per **conduzione**
- dal vapore che lambisce l'altro lato della parete per **convezione**

Trascurando l'irraggiamento avremo:

$$Q = \alpha_1 A (t_1 - \theta_1) \quad \text{convezione interna}$$

$$Q = \lambda \frac{A}{s} (\theta_1 - \theta_2) \quad \text{conduzione nella parete}$$

$$Q = \alpha_2 A (\theta_2 - t_2) \quad \text{convezione esterna}$$

Ricaviamo tutti i salti di temperatura che poi sommiamo:

$$(t_1 - \theta_1) = \frac{Q}{\alpha_1 A}$$

$$(\theta_1 - \theta_2) = \frac{Q \cdot s}{\lambda \cdot A}$$

$$(\theta_2 - t_2) = \frac{Q}{\alpha_2 A}$$

$$\text{-----} \quad \text{-----}$$

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{A} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$$

da cui ponendo $\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$ ove K è il coefficiente globale di trasmissione della parete

si ricava :

$$Q = K A (t_1 - t_2)$$

formula generale per il calcolo del calore trasmesso da una parete.

In questa formula è difficoltoso calcolarsi K più che altro per la valutazione dei coefficienti di convezione α_1 e α_2 interni ed esterni che dipendono da formule complesse e sperimentali.

Il valore di λ che rappresenta la conduttività termica del materiale (W/m²K) è facilmente reperibile sui manuali. Sotto riportiamo i valori per alcuni materiali più comunemente usati nelle applicazioni:

<i>Conduttività di alcuni materiali ferrosi</i>		<i>Calore massico</i>
Materiale	λ - W/m ² C	c - KJ/Kg ^o K
Acciaio	58	0.49
Alluminio	220	0.94
Leghe alluminio	160	0.91
Acciaio inossidabile	20	
Ghisa	80	
Rame	380	0.39
Ottone	110	0.39

Nella tabella seguente abbiamo posto i limiti con cui variano i coefficienti di convezione per i fluidi più frequentemente usati in pratica:

Convezione naturale		
Aria calma	$\alpha = 3.0 \div 10$	W / m ² K
Gas in genere	$\alpha = 3.5 \div 23$	W / m ² K
Liquidi	$\alpha = 115 \div 700$	W / m ² K
Acqua in ebollizione	$\alpha = 1150 \div 10000$	W / m ² K
Convezione forzata		
Aria in moto con velocità v	$\alpha = 2.33 \div 11.63 \times \sqrt{v}$	W / m ² K
Gas in genere	$\alpha = 11.5 \div 115 \times \sqrt{v}$	W / m ² K
Oli	$\alpha = 60 \div 600 \times \sqrt{v}$	W / m ² °K
Acqua	$\alpha = 600 \div 7500 \times \sqrt{v}$	W / m ² K
Vapore che condensa	$\alpha = 1150 \div 20000 \times \sqrt{v}$	W / m ² K

Dall'osservazione della tabella proposta si intuisce quanta incertezza vi sia nella scelta dei coefficienti di convezione.

Dato inoltre che nel nostro corso tratteremo essenzialmente scambiatori con pareti di acciaio suggeriamo:

$$\lambda = 58 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Per gli scopi che si propone questo corso abbiamo trascurato le valutazioni della trasmissione del calore per irraggiamento.

Esempio

Si calcoli l'energia scambiata in un'ora attraverso una parete di 4 m² che separa due fluidi a temperature di 80°C e 30°C. La parete è così composta:

- coefficiente di convezione interna $\alpha_i = 8.2 \text{ W/m}^2\text{°K}$
- coefficiente di convezione esterna $\alpha_e = 23.4 \text{ W/m}^2\text{°K}$
- alluminio spessore 5 mm $\lambda = 220 \text{ W/m}^2\text{°K}$
- poliuretano spessore 4 cm $\lambda = 0.036 \text{ W/m}^2\text{°K}$
- acciaio spessore 10 mm $\lambda = 58 \text{ W/m}^2\text{°K}$

Calcoliamo la resistenza termica della parete:

$$R_t = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{i1}} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{8.2} + \frac{0.005}{220} + \frac{0.04}{0.036} + \frac{0.01}{58} + \frac{1}{23.4} = 1.276 \text{ m}^2\text{°K / W}$$

quindi

$$K = \frac{1}{R_t} = 0.784 \text{ W / m}^2\text{°K}$$

$$Q = K \cdot A \cdot (t_1 - t_2) = 0.784 \times 4 \times (80^\circ - 30^\circ) = 156.8 \text{ W(J/s)}$$

In un ora : $Q = 156.8 \times 3600/1000 = 564 \text{ KJ}$

Se volessimo conoscere la temperatura della parete sul lato caldo (alluminio):

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_1}{\lambda_1}} \times A \times (t_1 - t_p)$$

da cui:

$$t_p = t_1 - \frac{Q}{A} \times \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_1}{\lambda_1} \right) = 80 - \frac{156.8}{4} \times \left(\frac{1}{8.2} + \frac{0.005}{220} \right) = 75.2^\circ C$$

5.3 SCAMBIATORI DI CALORE

Uno scambiatore di calore è un dispositivo in cui l'energia viene trasferita da un fluido caldo ad un altro freddo attraverso una superficie solida. I meccanismi che regolano questa trasmissione sono essenzialmente di convezione e conduzione.

Gli scambiatori possono essere anche a miscela.

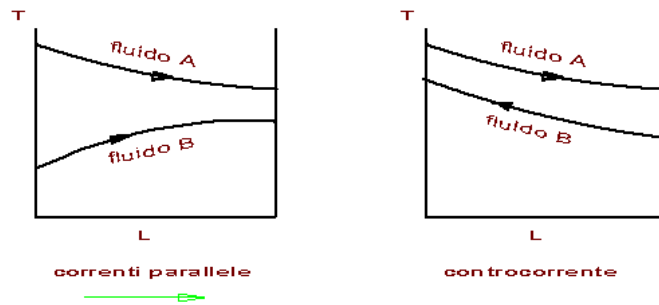
Gli scambiatori possono essere

- senza cambiamento di fase (es. radiatore auto, surriscaldatore, economizzatore, radiatore- termosifone, etc.)
- con cambiamento di fase (caldaie , condensatori)

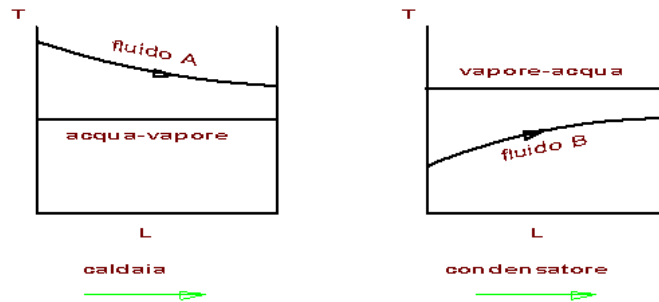
Ma possono anche classificarsi in base al flusso dei due fluidi in:

- a correnti parallele (equicorrente) se i fluidi si muovono nello stesso verso
- a correnti opposte (controcorrente) se i fluidi si muovono in senso contrario
- a correnti incrociate se i sensi di scorrimento dei due fluidi si incrociano

Senza cambiamento di stato

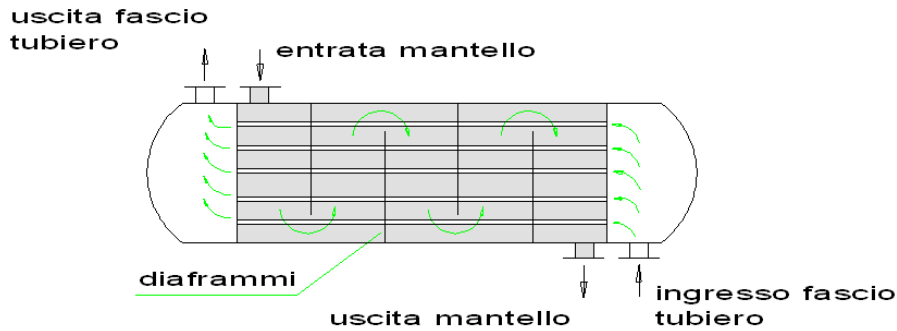


Con cambiamento di stato



5.3.1 SCAMBIATORE DI CALORE A CORRENTI PARALLELE

In genere questo scambiatore è costituito da un corpo formato da un fascio di tubi paralleli percorsi da un primo fluido racchiuso in un contenitore cilindrico (mantello). Su di esso sono montati due collettori per l'ingresso e l'uscita del secondo fluido che scorre all'esterno dei tubi. Alle estremità del fascio tubero vi sono due camere che hanno la funzione di collettori di ingresso e uscita del primo fluido. All'interno del corpo cilindrico vi sono dei diaframmi che obbligano il fluido esterno a seguire un percorso a zig-zag onde favorire lo scambio termico. La soluzione migliore per favorire lo scambio termico è quella che prevede sensi opposti di scorrimento dei due fluidi.



Supponiamo uno scambiatore a tubi (n numero tubi) di lunghezza L e diametro medio d ; la superficie di scambio è data da:

$$A = \pi d L n$$

La quantità di calore trasmessa è data da:

$$Q = K A \Delta T_m \quad (a)$$

dove lo scarto medio di temperature tra i due fluidi ΔT_m , detti ΔT_1 e ΔT_2 le differenze (gradienti) delle temperature fra i due fluidi all'inizio e al termine della trasmissione:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

La quantità di calore del fluido che cede calore e del fluido che acquista calore sono eguali a Q , ma per i rispettivi fluidi si calcolano:

$$Q = c_{ma} \dot{m}_a \Delta T_a \quad (b)$$

$$Q = c_{mb} \dot{m}_b \Delta T_b \quad (c)$$

Interagendo con le tre formule (a) (b) (c) si può risolvere qualsiasi problema sullo scambiatore.

Esempio

Si vogliono mettere a confronto due scambiatori in controcorrente ed equicorrente calcolando la superficie di scambio in entrambi i casi per realizzare le seguenti condizioni:

fluido che si raffredda acqua $t_{R1} = 80^{\circ}\text{C}$ $t_{R2} = 60^{\circ}\text{C}$ $m_R = ? \text{ Kg/sec}$

fluido che si riscalda olio $t_1 = 12^{\circ}\text{C}$ $t_2 = 38^{\circ}\text{C}$ $m = 50\text{Kg/s}$

Ipotizziamo che $K = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$ in entrambi i casi.

Calore massico olio $1.8 \text{ KJ/Kg}^{\circ}\text{K}$

Calcoliamo la quantità di energia necessaria al riscaldamento:

$$Q = c_s \cdot m \cdot (t_2 - t_1) = 1.8 \times 50 \times (38 - 12) = 2340 \text{ KJ/s}$$

Portata necessaria del fluido raffreddante:

$$m_R = \frac{Q}{c_s \cdot (t_{R1} - t_{R2})} = \frac{2340}{4.186 \times (80 - 60)} = 28 \text{ Kg/s}$$

flusso equicorrente:

$$\Delta T_M = \frac{(80 - 12) - (60 - 38)}{\ln \frac{(80 - 12)}{(60 - 38)}} = 40.78^{\circ}\text{C}$$

flusso controcorrente:

$$\Delta T_M = \frac{(80 - 38) - (60 - 12)}{\ln \frac{(80 - 38)}{(60 - 12)}} = 45^{\circ}\text{C}$$

le superfici di scambio saranno rispettivamente:

$$A_e = \frac{Q}{K \times \Delta T_{Me}} = \frac{2340}{0.2 \times 40.78} = 287 \text{ m}^2$$

$$A_e = \frac{Q}{K \times \Delta T_{ce}} = \frac{2340}{0.2 \times 45} = 260 \text{ m}^2$$

Quindi lo scambiatore controcorrente risulta più vantaggioso

5.3.2 SCAMBIATORE CON CAMBIAMENTO DI FASE - CONDENSATORE

Nel condensatore lo scambio termico avviene attraverso le pareti dei tubi che portano l'acqua di raffreddamento. Il vapore che proviene dalla turbina si condensa cedendo il calore latente di vaporizzazione-condensazione.

il vapore cede :

$$Q = \dot{m}_v \cdot r \cdot x \quad (r - \text{calore latente}; \quad x - \text{titolo del vapore})$$

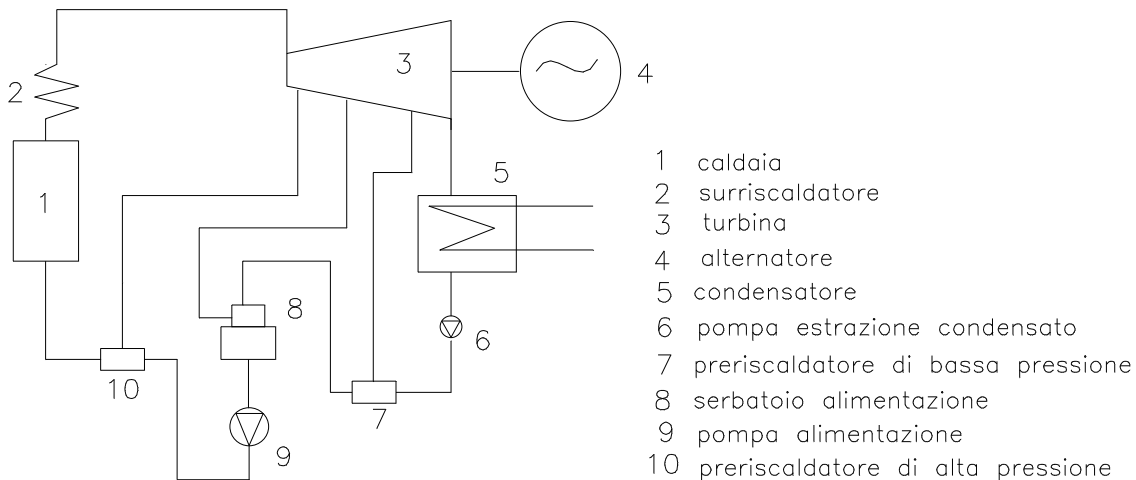
l'acqua di raffreddamento acquista:

$$Q = \dot{m}_r \cdot c \cdot \Delta t$$

questo scambio avviene attraverso la superficie di scambio quindi:

$$Q = K A \Delta T_m$$

Il ciclo del vapore di una centrale termica si può schematizzare:



Il vapore, dopo l'espansione in turbina, deve essere condensato ed avviato alla caldaia tramite una pompa. Il condensatore è costituito da tubi percorsi internamente da acqua di raffreddamento e nell'involucro esterno passa il vapore. All'interno dell'involucro si genera un vuoto a cui corrisponde una temperatura del condensato di poco superiore all'acqua di raffreddamento. Il vuoto generato all'interno dell'involucro permette l'espansione in turbina al di sotto della pressione atmosferica, aumentando il salto entalpico e quindi la potenza ottenibile.

Elenchiamo alcuni valori rappresentativi del coefficiente globale di trasmissione K che possono essere utili nello svolgimento di esercizi.

Acqua / acqua	850 – 1700	Watt / (m ² • K)
Acqua / olio	110 – 350	Watt / (m ² • K)
Acqua / gas	25 – 150	Watt / (m ² • K)

Acqua tubi alettati/aria	20 – 50	Watt / (m ² • K)
Olio / olio	200 – 350	Watt / (m ² • K)
Gas / gas	10 – 50	Watt / (m ² •K)
Condensatore di vapore	1000 - 6000	Watt / (m ² • K)
Preriscaldatore d'aria	30 – 50	Watt / (m ² • K)
Economizzatore	40 – 100	Watt / (m ² • K)
Surriscaldatore	30 – 70	Watt / (m ² • K)

Inoltre orientativamente la portata d'acqua di raffreddamento è 30-70 volte quella del vapore.

CAPITOLO 6

6.1 COMBUSTIONE E COMBUSTIBILI

La combustione è una reazione chimica che sviluppa calore (esotermica). Per avere una combustione occorre combinare due sostanze: **il combustibile** che contiene soprattutto carbonio (C) e idrogeno (H) variamente combinati fra loro ma anche zolfo (S) presente come impurità e **il comburente** (aria) che fornisce l'ossigeno necessario.

Se la combustione avviene in modo assai veloce e con grande aumento di volume si definisce esplosione.

I combustibili possono essere solidi, liquidi e gassosi.

I combustibili solidi sono essenzialmente carboni (torba, lignite, litantrace e antracite). Tutti i combustibili fossili contengono una percentuale più o meno alta di zolfo.

I combustibili liquidi derivano dalla distillazione frazionata del petrolio e possono essere: benzine, kerosene, gasolio, nafta pesanti.

I combustibili gassosi sono il metano naturale, oppure derivati da combustibili solidi o liquidi. Un combustibile gassoso di futuro successo sarà l'idrogeno in fase di sperimentazione nell'autotrazione.

Vi sono anche combustibili speciali quali: scarti agricoli – bagasse – rifiuti urbani – residui industriali.

I prodotti della combustione sono:

- gassosi: (anidride carbonica CO₂ - vapor d'acqua H₂O – anidride solforosa SO₂ – ossigeno in eccesso alla combustione O – azoto inerte N – ossidi d'azoto NO_x)
- solidi costituiti dalle ceneri

6.1.2 POTERE CALORIFICO

Si definisce potere calorifico di un combustibile l'energia termica sviluppata durante la combustione di un Kg di combustibile.

Parte di questa energia viene utilizzata per l'evaporazione dell'acqua, se questa viene considerata persa nei fumi si ha il *potere calorifico inferiore* (è quello che si usa), se si pensa di recuperare l'energia di evaporizzazione dell'acqua si ottiene il potere calorifico superiore.

Il potere calorifico dei combustibili è riportato nelle tabelle allegate; per i carboni si hanno valori medi perché la composizione percentuale di C, H, S è variabile come pure l'umidità U in esso contenuta.

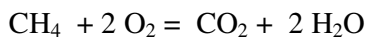
Se si conosce la composizione di un carbone è comunque possibile valutare il suo potere calorifico con la formula:

$$p_{ci} = 33.8C + 120.3\left(H - \frac{O}{8}\right) + 10.46S - 25.1U$$

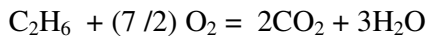
6.1.3 REAZIONI DI COMBUSTIONE:



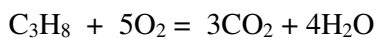
Reazione di combustione del metano:



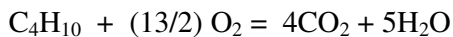
Reazione di combustione dell'etano:



Reazione di combustione del propano:



Reazione di combustione del butano



Per bilanciare una reazione di combustione, ossia tanti atomi ho a sinistra tanti ne devo avere a destra si procede così: si scrivono a sinistra i prodotti della combustione utilizzando tutti gli atomi di carbonio e idrogeno, si contano quindi gli atomi di ossigeno che ho a destra e si aggiungono a fare lo stesso numero a sinistra.

Suggeriamo altri combustibili per esercitarsi nelle reazioni di combustione:

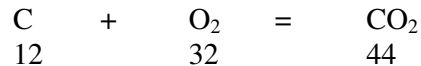
- Ottano C₈H₁₈
- Cetano C₁₆H₃₄
- Benzolo C₆H₆

6.1.4 ARIA TEORICA DI COMBUSTIONE:

pesi atomici : elemento carbonio C = 12 elemento zolfo S = 32

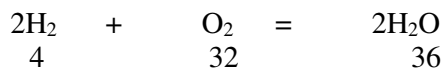
pesi molecolari : elemento ossigeno O₂ = 32 elemento idrogeno H₂ = 2

Reazione di combustione del carbonio:



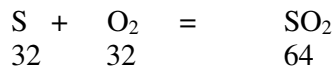
12 Kg di C richiedono 32 Kg di O₂ ⇒ per 1Kg di C occorrono 32/12 = 2.66 Kg di O₂

Reazione di combustione dell'idrogeno:



4 Kg di H₂ richiedono 32 Kg di O₂ ⇒ per 1Kg di H₂ occorrono 32/4 = 8 Kg di O₂

Reazione di combustione dello zolfo:



32 Kg di S richiedono 32 Kg di O₂ ⇒ per 1Kg di S occorrono 32/32 = 1 Kg di O₂

Tenendo presente che l'ossigeno è contenuto nell'aria pari ad una percentuale in peso di circa il 23% ossia occorrono 4.34 Kg di aria per ottenere un Kg di ossigeno; se abbiamo un combustibile che contiene percentuali di C, H, S ed eventualmente O, l'aria teorica richiesta per la combustione è:

$$A_t = 4.34 (8H + 2.66C + S - O) / 100 \quad \text{Kg aria/Kg comb}$$

6.1.5 ARIA PRATICA DI COMBUSTIONE:

Praticamente non è possibile raggiungere la combustione completa con la sola aria teorica, occorre quindi fornire un eccesso d'aria. L'eccesso d'aria è funzione del tipo di combustibile usato e del sistema di combustione di seguito indichiamo alcuni eccessi d'aria (e) consigliati:

- combustibile polverizzato	0.15 - 0.20
- carbone alimentato con griglia	0.30 - 0.60
- olio combustibile	0.05 - 0.15
- gas	0.05 - 0.10

$$A_e = A_t (1 + e)$$

Qualora non si conoscano le percentuali degli elementi presenti nel combustibile riteniamo utile fornire alcune indicazioni pratiche sull'aria teorica e sull'eccesso d'aria per alcuni di essi. Notare che per quanto attiene il carbone si deve assumere i valori più alti se le pezzature sono grosse, mentre i valori inferiori sono per pezzature medie.

Combustibile	Aria teorica Kg/Kg	Eccesso d'aria %
Legna	4.6	120-180
Litantrace-antracite	10	60-120
Polverino di carbone	10	10-20
Benzina, kerosene	14.8	30-40
Gasolio	14.3	30-40
Nafte	13.5	30-40

6.1.6 PRODOTTI DELLA COMBUSTIONE

I prodotti della combustione sono quindi rispettivamente biossido di carbonio (anidride carbonica), acqua sotto forma di vapore e biossido di zolfo (anidride solforosa).

Una combustione è *perfetta* se non vi sono incombusti nei fumi (esempio senza CO monossido di carbonio), è detta *completa* se nelle ceneri non vi è traccia di sostanze combustibili; inoltre l'azoto presente nell'aria (78% in massa) non prende parte alle reazioni di ossidazione.

In realtà una combustione non è completamente né perfetta, né completa ed inoltre l'azoto tende a formare composti con l'ossigeno denominati comunemente NO_x. Questi composti sono fortemente inquinanti per l'ambiente quindi le norme di legge impongono misure di controllo e dispositivi di abbattimento.

Su tutti gli impianti termici è reso obbligatorio il controllo della combustione e dei fumi che prevede tre rilievi principali:

- il controllo dell'efficienza della combustione
- la misura del CO₂ presente nei fumi
- la misura della temperatura dei fumi al camino

L'efficienza della combustione è rappresentata dal rapporto fra il calore prodotto dalla combustione di un Kg di combustibile e il suo potere calorifico.

La misura del CO₂ è indice di completezza della combustione, altrimenti si avrebbe la presenza di CO (carenza di aria comburente).

La misura della temperatura indica se troppo bassa eccesso di aria nel bruciatore, se troppo alta troppo energia viene dissipata al camino e quindi viene malamente utilizzato il combustibile all'interno dell'impianto.

Per proteggere l'ambiente è necessario depurare i fumi dai prodotti dannosi in essi

contenuti, soprattutto gli ossidi di zolfo e di azoto, nonché le ceneri volatili.

La depurazione avviene con precipitatori elettrostatici per i residui solidi, con lavaggi basici per l'eliminazione dell' SO_2 . Molto più complicato è eliminare gli ossidi di azoto, per cui la tendenza moderna è di diminuire le temperature di combustione (caldaie a letto fluido); ciò diminuisce sostanzialmente la formazione degli NO_x . Nelle caldaie a letto fluido il carbone impiegato è polverizzato.

Esercizio

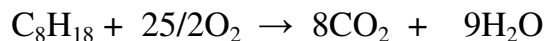
Si abbia un impianto fisso alimentato con isotano, formula chimica C_8H_{18} , con un consumo di 30 Kg/h.

- 1) Si faccia la reazione di combustione
- 2) Si valuti l'aria teorica necessaria e l'aria effettiva (eccesso d'aria $e = 20\%$)
- 3) Si valutino i fumi prodotti in un'ora.

Se i fumi allo scarico hanno una temperatura di 290°C potendoli utilizzare fino a 150°C in uno scambiatore controcorrente ad acqua (portata 2000 l/h e temperatura in ingresso 20°C) avente una superficie di scambio pari a 15 m^2 e un coefficiente globale $K = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$.

- 4) Si calcoli la temperatura dell'acqua in uscita
- 5) Si chiede inoltre di verificare se la superficie di scambio è sufficiente allo scopo

- 1) reazione di combustione:



$$114 + 400 \rightarrow 352 + 162$$

da cui si ricava che per un Kg di isotano occorrono $\frac{400}{114} = 3.51 \text{ kg di O}_2$

- 2) ricordando che l'ossigeno in massa è presente nell'aria per il 23%, quindi occorrono

$$\frac{100}{23} = 4.35 \text{ Kg di aria per avere 1 Kg di ossigeno si avrà bisogno di:}$$

$$A_t = 4.35 \times 3.51 = 15.27 \text{ Kg di aria per Kg di isotano}$$

L'aria effettiva sarà: $A_e = A_t \times (1+e) = 15.27 \times 1.2 = 18.32 \text{ Kgaria/Kg combustibile}$

- 3) I fumi prodotti in un'ora si otterranno dalla somma dell'aria e del combustibile quindi:

$$18.32 + 1 = 19.32 \text{ Kg di fumi /Kg di combustibile}$$

$$\text{fumi totali in un'ora: } 19.32 \times 30 = \sim 580 \text{ Kg/h}$$

- 4) I fumi, il cui calore specifico può valere $1.07 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$, possono cedere:

$$Q = c_{sf} \times m_f \times \Delta t = 1.07 \times 580 \times (290 - 150) = 86884 \text{ KJ/h}$$

Quantità di calore che verrà ceduta all'acqua nello scambiatore e che ci permetterà di

ricavare la temperatura di uscita:

$$t_{au} - t_{ae} = \frac{Q}{c_{sf} \times m} \Rightarrow$$

$$t_{au} = t_{ae} + \frac{Q}{c_{sf} \times m} = 20 + \frac{86884}{1.07 \times 2000} = 20 + 40.6^\circ = 60.6^\circ C$$

5) calcoliamo adesso la superficie necessaria a far avvenire lo scambio di energia termica previo calcolo di ΔT_m :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(290 - 60.6) - (150 - 20)}{\ln \frac{229.4}{130}} = 175^\circ C$$

Prima di sostituire nella formula rendiamo congruenti le unità di misura del calore scambiato:

$$Q = 86884 \frac{KJ}{h} = \frac{86884}{3600} = 24.13 KW = 24130 W$$

$$A = \frac{Q}{K \times \Delta T_m} = \frac{24130}{10 \times 175} = 13.8 m^2$$

Essendo la superficie necessaria pari a $13.8 m^2$ e avendone a disposizione $15 m^2$ si può impiegare lo scambiatore esistente avendo la certezza di realizzare completamente lo scambio.

CAPITOLO 7

7.1 TERMODINAMICA

La termodinamica è un ramo della fisica che descrive le trasformazioni subite da un sistema a seguito di uno scambio di energia con altri sistemi o con l'ambiente.

Joule dimostrò sperimentalmente che l'energia meccanica può essere trasformata integralmente in energia termica. Vediamo adesso di analizzare il processo inverso; a tale scopo definiamo il lavoro di espansione. Se consideriamo un cilindro adiabatico nel quale possa muoversi un pistone per effetto della pressione di un gas; se consideriamo il lavoro elementare avremo:

$$dL = F \cdot ds = p \cdot A \cdot ds = p \cdot dV$$

Il lavoro finito nel tratto 1-2 lo otteniamo con una operazione di integrale:

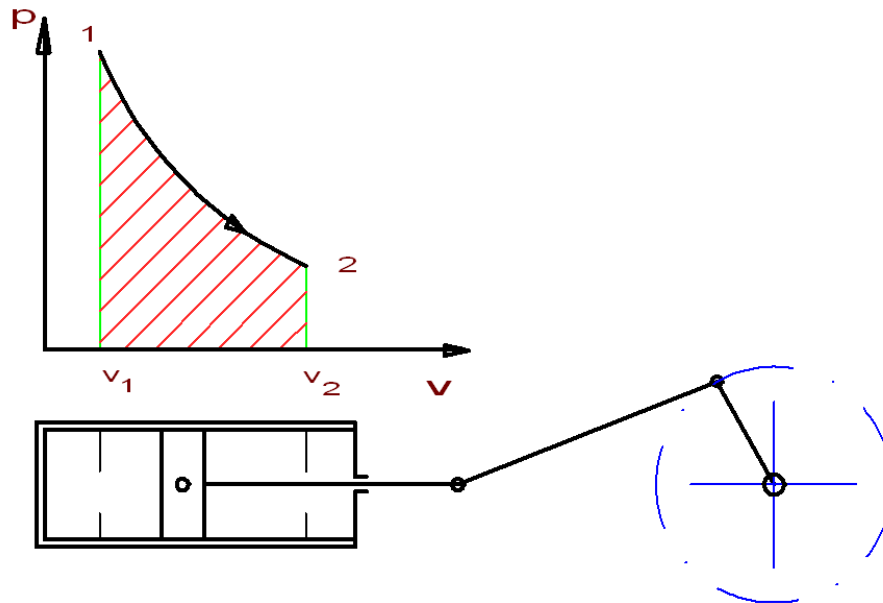
$$L = \int_1^2 p \cdot dv$$

e graficamente ciò rappresenta l'area sotto la curva nel diagramma p,v. Il lavoro è considerato positivo nella espansione e negativo nella compressione.

7.1.1 ENERGIA INTERNA E TEMPERATURA

Le sostanze sia esse solide o fluide sono costituite da atomi o molecole che si muovono godendo di una libertà di movimento che è maggiore nei gas rispetto ai solidi, inoltre sono soggette a forze di attrazione fra cariche positive (nucleo) e cariche negative (elettroni); in definitiva il movimento determina l'energia cinetica e le forze attrattive determinano l'energia potenziale. Possiamo definire l'energia interna la somma di queste due energie. La temperatura, che si misura in gradi Kelvin, si può dire che rappresenti il livello dell'energia interna (misurata in Joule) di qualunque sostanza e quindi le due grandezze sono strettamente collegate fra loro.

7.1.2 PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA



Se somministriamo energia termica ad un gas in un cilindro con pistone mobile, in un sistema chiuso non isolato, osserviamo che una parte dell'energia termica si trasforma in lavoro ed una parte rimane nel gas. Se blocchiamo il pistone tutta l'energia termica fornita rimane nel gas aumentando la sua temperatura e quindi la sua energia interna (U)

$$\Delta U = Q = m c_v \Delta t$$

All'inizio della espansione l'energia interna vale: $U_1 = m c_v T_1$

Alla fine della espansione l'energia interna vale: $U_2 = m c_v T_2$

Supponendo il sistema privo di perdite deve esserci equivalenza fra il calore somministrato e la somma dell'energia termica alla fine della espansione e del lavoro d'espansione per cui si avrà:

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta L$$

che rappresenta il 1° **principio della termodinamica** nella formulazione di Mayer..

In forma elementare si può scrivere:

$$dq = dU + pdv$$

7.2 CALORI SPECIFICI O MASSICI

Abbiamo già definito il calore specifico precisando che per i gas esistono due valori: calore specifico a volume costante e calore specifico a pressione costante. Si vuol dimostrare adesso che c'è una relazione che lega i due calori specifici e che quello a pressione costante è maggiore di quello a pressione costante.

Prendiamo l'equazione generale dello stato gassoso, a pressione costante, avremo se facciamo un piccola variazione di volume (p e R sono costanti):

$$p \cdot dv = R \cdot dT$$

consideriamo ora il 1° principio della termodinamica:

a volume costante: $dq = c_v dT = du$

a pressione costante: $dq = c_p dT = du + pdv$

sostituendo a du e pdv le espressioni trovate si ottiene:

$$c_p dT = c_v dT + R dT$$

semplificando si ottiene:

$$c_p - c_v = R$$

essendo R costante del gas un valore positivo risulta che il calore specifico a pressione costante è maggiore di quello a volume costante.

esiste un'altra relazione fra i calori specifici a pressione e volume costante ed è data da:

$$c_p / c_v = K$$

dove K è l'esponente della trasformazione adiabatica che vedremo più avanti.

7.3 ENTALPIA

L'entalpia è una funzione di stato come l'energia interna. Essa è definita come somma della energia interna e dal lavoro compiuto dalle forze di pressione per far occupare un certo volume v a 1 Kg di sostanza:

$$h = u + pv \quad (\text{J/Kg})$$

e rappresenta il contenuto termico di un sistema termodinamico ad una certa pressione.

Nel caso di trasformazioni **isobare** essa corrisponde esattamente al calore scambiato lungo la trasformazione:

$$\Delta h = \Delta q = c_p \Delta T$$

La funzione entalpia è molto utile nelle applicazioni pratiche.

7.4 TRASFORMAZIONI TERMODINAMICHE

Abbiamo già trattato le trasformazioni (isobara, isometrica e isoterma) derivate dall'equazione generale dei gas perfetti, aggiungeremo adesso a queste le trasformazioni adiabatiche e politropiche e le analizziamo dal punto di vista energetico:

Utilizziamo il 1° principio della termodinamica:

- a) trasformazione isocora o isometrica $V = \text{costante}$

$$\text{da } Q = \Delta U + p\Delta V \quad \Rightarrow \quad Q = \Delta U = c_v \cdot \Delta T$$

il calore somministrato va ad incrementare l'energia interna.

- b) trasformazione isobara $p = \text{costante}$

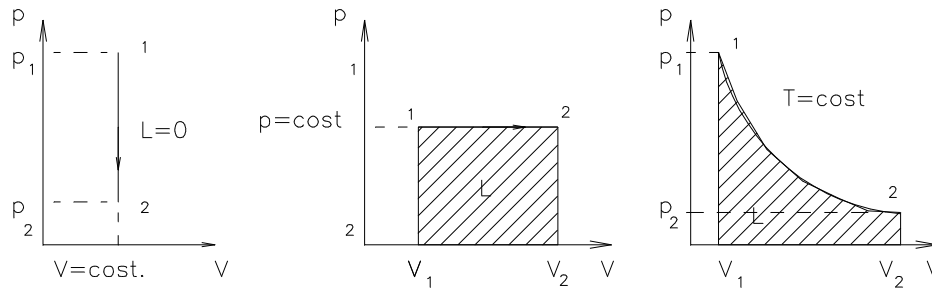
$$Q = \Delta U + p\Delta V$$

il calore somministrato va ad incrementare l'energia interna e a compiere lavoro.

- c) trasformazione isoterma $T = \text{costante}$

$$\text{da } Q = \Delta U + p\Delta V \quad \Rightarrow \quad Q = p\Delta V$$

il calore somministrato va a compiere esclusivamente lavoro.



d) trasformazione adiabatica

$$pV^k = \text{costante} \quad (K=1.4 \text{ gas biatomici} - K=1.3 \text{ gas triatomici})$$

avviene senza scambio di calore con l'ambiente esterno $\Delta Q = 0$

$$\Delta U + \Delta L = 0 \quad \Rightarrow \quad \Delta L = -\Delta U$$

il lavoro è ottenuto a spese della energia interna.

A volte abbiamo bisogno di rappresentare l'equazione adiabatica mediante altre grandezze fisiche esempio la coppia T,V o la coppia p,T. Per fare ciò basta associare all'equazione della trasformazione l'equazione generale dello stato gassoso:

$$p \cdot v^k = \text{costante}$$

$$p \cdot v = R \cdot T$$

con semplici calcoli, ricavando dalla seconda equazione la grandezza fisica che vogliamo eliminare e sostituendola nella prima equazione si ottiene:

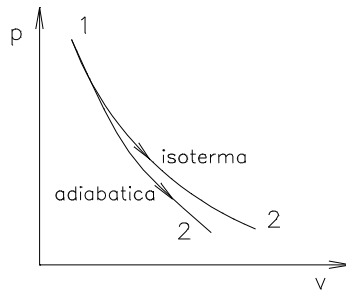
$$T \cdot v^{k-1} = \text{costante}$$

$$T \cdot p^{\frac{1-k}{k}} = \text{costante}$$

e) trasformazione politropica

$$pV^n = \text{costante} \quad (1 < n < 1.4)$$

E' una trasformazione reale rappresentando l'impossibilità pratica di realizzare trasformazioni perfettamente isoterme e adiabatiche. Essa indica una delle possibili trasformazioni che sono comprese fra una isoterma ($K=1$) ed una adiabatica ($K=1.4$)



7.4.1 LAVORO NELLE TRASFORMAZIONI TERMODINAMICHE

Abbiamo già visto l'espressione del lavoro sia in forma differenziale che in forma finita:

$$dL = p \, dv \qquad L = \int_1^2 p \cdot dv$$

a) isobara $P = \text{costante} \quad \Rightarrow \quad L = p (V_2 - V_1)$

b) isometrica $V = \text{costante} \quad \Rightarrow \quad L = 0$

c) isotermica $T = \text{costante} \quad L = \int_1^2 p \cdot dv = \int_1^2 \frac{RT}{v} dv = RT \ln \frac{V_2}{V_1} = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$

d) adiabatica $dQ = 0 \quad L = \int_1^2 p \cdot dv = \frac{1}{1-k} (p_2 V_2 - p_1 V_1)$

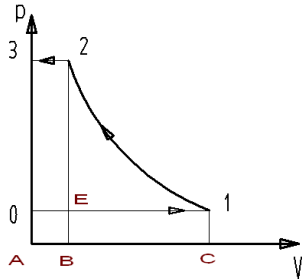
d) politropica $L = \frac{1}{1-n} (p_2 V_2 - p_1 V_1)$

7.4.2 LAVORO TECNICO

Quanto abbiamo esaminato si riferisce a lavoro d'espansione o di compressione che si ottiene somministrando o togliendo energia termica al fluido compreso in un *sistema chiuso non isolato*.

Il lavoro tecnico è invece il lavoro scambiato in un sistema aperto e isolato che riceve un flusso di materia in una condizione iniziale di pressione e temperatura e scarico e scarica lo stesso flusso in un'altra condizione di pressione e temperatura, senza scambi termici attraverso i limiti durante la trasformazione.

Ciò avviene ad esempio in un compressore:



dove l'area AC10 rappresenta l'aspirazione (lavoro positivo), l'area C12B rappresenta la compressione (lavoro negativo), l'area AB23 rappresenta l'espulsione (lavoro negativo). Sommando queste aree si ottiene l'area 0123 (ovviamente negativa) che matematicamente equivale a:

$$L = -\int_1^2 v dp$$

Si dimostra che tale lavoro è uguale a:

$$L = p_1 v_1 - \int_1^2 p dv - p_2 v_2 = p_1 v_1 + (u_1 - u_2) - p_2 v_2 = h_1 - h_2$$

Esercizio

Una bombola di $V = 0.25 \text{ m}^3$ contiene azoto alla pressione di 25 bar con temperatura di 175°C . Se operiamo un raffreddamento fino a 20°C si calcoli:

- la quantità di energia termica sottratta
- la pressione finale nella bombola
- la variazione di energia interna subita dall'azoto

a) Dal 1° principio della termodinamica: $Q = L + \Delta U$

Essendo la trasformazione a volume costante $L = 0$ per cui si ha: $Q = \Delta U$
Effettuando un raffreddamento si sottrae calore quindi Q è negativo, vale a dire che l'energia interna subisce una diminuzione.

Innanzitutto possiamo valutare la massa di azoto contenuta nella bombola; dalle tabelle allegate $R = 296.7 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$ $c_v = 0.743 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$ per cui:

$$pV = MRT \quad \text{da cui} \quad M = \frac{pV}{RT} = \frac{25 \times 10^5 \times 0.25}{296.7 \times (273 + 175)} = 4.7 \text{ Kg}$$

$$\text{quindi: } Q = c_v \times M \times (20 - 175) = -0.743 \times 4.7 \times (-155) = -541.3 \text{ KJ}$$

b) la pressione finale possiamo ricavarla dall'equazione generale dei gas

$$pV=MRT \quad \text{da cui} \quad p = \frac{M \times R \times T}{V} = \frac{4.7 \times 296.7 \times 293}{0.25} = 1634340 Pa = 16.34 bar$$

oppure ricordando che la trasformazione avviene a volume costante:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad \text{da cui} \quad p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 25 \times \frac{293}{448} = 16.35 bar$$

c) alla terza domanda abbiamo risposto al primo punto in quanto $Q = \Delta U$

Esercizio

Un dispositivo cilindro-pistone contiene 3 Kg di azoto a 12 bar di pressione e 130 °C di temperatura che vengono fatti espandere adiabaticamente fino alla pressione atmosferica; si calcoli il lavoro ottenuto.

Innanzitutto rileviamo dalle tabelle i valori della costante $R=296.7 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$, del calore massico a volume costante $c_v = 0.743 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$ e dell'esponente adiabatico $K=1.4$.

Dal primo principio della termodinamica: $Q = \Delta U + L$
Essendo la trasformazione adiabatica segue $L = -\Delta U = -c_v (T_2 - T_1) = c_v (T_1 - T_2)$

Occorre calcolare il valore di T_2

$$\text{Da } pv = RT \quad \text{si ricava} \quad v_1 = \frac{R \times T}{p} = \frac{296.7 \times 403}{12 \times 10^5} = 0.0996 m^3 / kg$$

$$\text{Da } p_1 \times v_1^K = p_2 \times v_2^K \quad \text{si ricava} \quad v_2 = v_1 \times \sqrt[K]{\frac{p_1}{p_2}} = 0.0996 \times \sqrt[1.4]{\frac{12}{1}} = 0.588 m^3 / Kg$$

$$\text{e quindi:} \quad T_2 = \frac{p_2 \times v_2}{R} = \frac{10^5 \times 0.588}{296.7} = 198^\circ K$$

$$\text{da cui} \quad L = c_v (T_1 - T_2) = 0.743 \times (403 - 198) = 152.3 \text{ KJ/Kg}$$

il lavoro totale, essendo 3 kg di azoto risulterà : $152.3 \times 3 = 456.9 \text{ KJ}$

La temperatura alla fine dell'espansione adiabatica si poteva ottenere ricordando l'equazione adiabatica in funzione della pressione e temperatura:

$$T_1 \cdot p_1^{\frac{1-K}{K}} = T_2 \cdot p_2^{\frac{1-K}{K}}$$

da cui $T_2 = T_1 \times \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-K}{K}} = 403 \times 12^{-0.28} = 198^\circ K$

7.5 ENTROPIA

L'entropia è anch'essa una funzione di stato per valutare il rendimento della trasformazione calore-lavoro nei processi irreversibili. Di fatto rappresenta il 2° principio della termodinamica che dimostra come tutte le trasformazioni termodinamiche che avvengono in natura sono irreversibili e quindi con un aumento dell'entropia.

L' Entropia è il rapporto fra la quantità di calore scambiata lungo una trasformazione e la temperatura a cui viene scambiata:

$$\Delta S = \frac{\Delta q}{T}$$

Quanto più piccola è la variazione di entropia, tanto maggiore è il rendimento della trasformazione

Se $\Delta S = 0$ significa che tutto il calore si è trasformato in lavoro, essendo questo impossibile nella realtà si ha sempre $\Delta S > 0$.

Notare che la trasformazione adiabatica ha $\Delta S = 0$ in quanto teoricamente non c'è alcun scambio di calore con l'ambiente esterno $\Delta q = 0$.

Osservando l'espressione della entropia si può osservare che l'aumento è tanto più basso quando le temperature a cui avvengono le trasformazioni sono alte; questo ci dimostra che non c'è convenienza a sfruttare le fonti energetiche a bassa temperatura.

Per concludere osserviamo che l'aumento continuo della entropia rappresenta la continua degradazione che subisce l'energia dell'universo.

Esercizio

Si abbiano 2 Kg di aria alla pressione di 1 bar e 20°C di temperatura contenuta in un recipiente chiuso. Se si effettua il riscaldamento fino a 180°C si chiede:

- a) si chiede innanzi tutto qual è il volume occupato
- b) la densità
- c) la pressione alla fine del riscaldamento
- d) l'energia termica necessaria al riscaldamento
- e) la variazione di entropia dovuta alla trasformazione
- f) il lavoro di compressione

a) da $pV = MRT$ possiamo ricavare il volume del recipiente

$$V = \frac{MRT}{p} = \frac{2 \times 287 \times 293}{10^5} = 1.68 \text{m}^3$$

b) la densità sarà:

$$\rho = \frac{M}{V} = \frac{2}{1.68} = 1.19 \text{m}^3 / \text{Kg}$$

c) la trasformazione è ovviamente a volume costante per cui la pressione si ricaverà da:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad \text{da cui} \quad p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 1 \times \frac{453}{293} = 1.54 \text{bar}$$

d) l'energia termica risulterà:

$$Q = M \times c_v \times (t_2 - t_1) = 2 \times 0.719 \times 160 = 230 \text{KJ}$$

e) la variazione di entropia si ottiene:

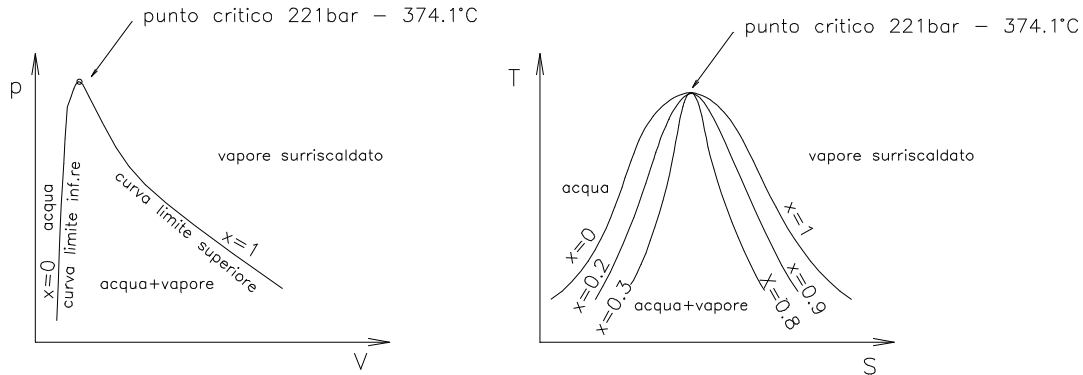
$$dS = \frac{dq}{T} \quad \Delta S = M \times c_v \times \int_1^2 \frac{dT}{T} = M \times c_v \times \ln \frac{T_2}{T_1} = 0.625 \text{KJ}$$

f) trattandosi di trasformazione a volume costante $dL = p \times dv = 0$

DIAGRAMMI DI STATO E VAPOR D'ACQUA

Per l'acqua come per altre sostanze, lo stato fisico può essere definito con due sole grandezze prese indifferentemente fra le grandezze fisiche p, V, T oppure fra le funzioni di stato U, S, H . E' quindi possibile rappresentare lo stato fisico di queste sostanze mediante curve rappresentate in un diagramma cartesiano ($p, V - T, S - h, S$ ecc.) denominato *diagramma di stato* che permette la lettura diretta di uno stato fisico senza ricorrere a complesse equazioni matematiche.

Analizziamo per l'acqua i diagrammi $p, v - T, S$ ed h, S anche se quest'ultimo, denominato diagramma di Mollier è quello che presenta facilità di lettura e quindi è l'unico usato in pratica.



I diagrammi fanno vedere gli stati dell'acqua nel passaggio a vapore. A sinistra delle curva limite inferiore abbiamo solo acqua; fra le due curve limiti si ha contemporanea presenza di acqua e vapore e il vapore viene detto *umido*; sulla curva limite superiore il vapore viene definito *saturo secco* in quanto non c'è più presenza di liquido; oltre la curva limite superiore si ha il vapore *surriscaldato*.

Il **titolo del vapore**, ossia la quantità di vapore rispetto alla miscela è indicato con **x**, quindi sulla curva limite inferiore dove c'è sola acqua il titolo è 0, mentre sulla curva limite superiore essendo tutto vapore il titolo è 1.

Fra le due curve limiti, essendoci il passaggio di stato, la temperatura di ebollizione corrispondente alla pressione si mantiene costante pur somministrando calore, oltre la curva limite superiore la temperatura comincia a salire e quindi il vapore prende l'appellativo di surriscaldato

Riscaldando l'acqua il volume specifico che a 0°C è 0.001m³/kg aumenta pochissimo in fase liquida, ciò spiega il tratto quasi verticale della curva limite inferiore nel piano p,v.

Il vertice delle curve corrispondente alla pressione di 221bar e 374°C viene definito punto critico perché a queste condizioni di pressione e temperatura l'acqua passa istantaneamente da liquido a vapore senza alcuna fase intermedia.

Il contenuto termico o entalpia del vapore in un qualsiasi stato si può calcolare così:

L'entalpia del liquido: $h' = c_{sm} \Delta t$ si trova anche sulle tabelle alle varie pressioni

L'entalpia in fase liquido vapore è data: $h = h' + rx$

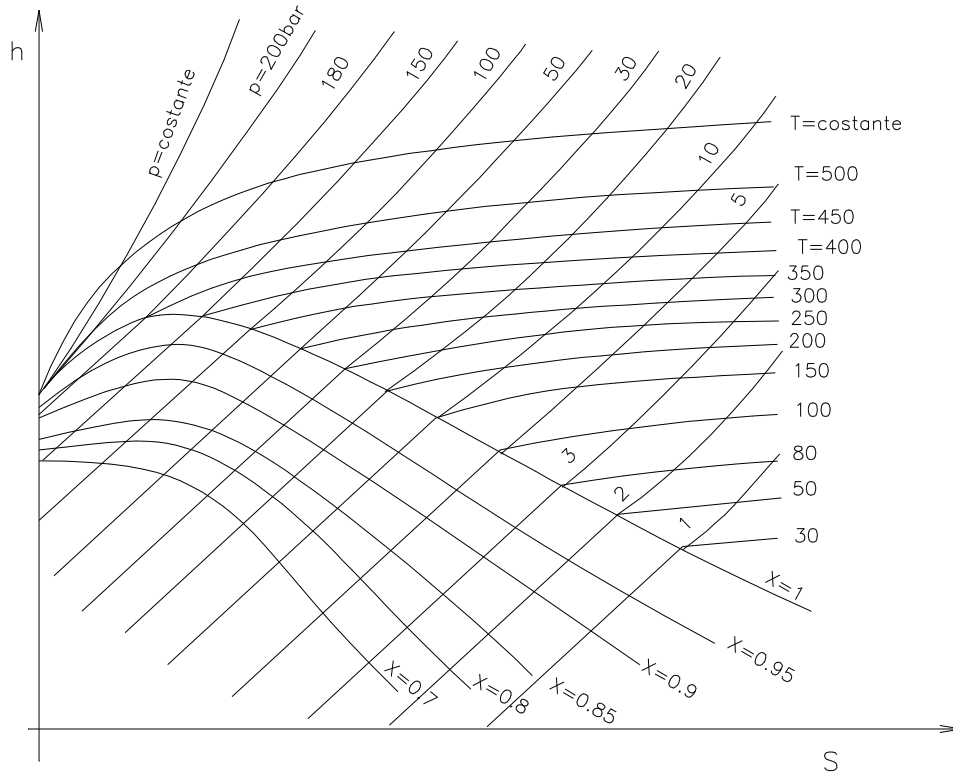
L'entalpia del vapor saturo secco è data: $h = h' + r$

L'entalpia del vapor surriscaldato è data da: $h = h' + r + c_{pm} \Delta t$

Dove c_{sm} è il calore specifico medio fra le temperature estreme, r è il calore latente di vaporizzazione.

In realtà i valori non si calcolano ma si leggono o sui diagrammi o sulle tabelle di qualsiasi manuale.

Il diagramma di stato più usato è detto di Mollier, e rappresenta solo una parte dello stato liquido-vapore e la parte del surriscaldato che sono le più importanti.



Da notare che sotto la curva limite $x=1$ le isobariche e le isoterme coincidono mentre si differenziano solo sopra la curva.

Sui diagrammi sono riportate anche le curve a volume costante (isometriche o isocore) che sono più ripide delle curve a pressione costante; in questo caso non sono state tracciate per non compromettere la chiarezza.

Come si vede dal diagramma, i vapori surriscaldati sono individuati dalla temperatura e dalla pressione, gli umidi dal titolo e dalla pressione o temperatura. Sul diagramma possono essere anche rappresentate le trasformazioni:

- isoentalpiche
- isoentropiche (adiabatiche)
- isoterme
- isobariche
- isometriche (quando vi sono le curve a $v=\text{costante}$)

Esercizio

Sviluppiamo un utile esempio confrontando i valori di un vapore ottenuti direttamente sul diagramma di Mollier con quelli dedotti dalle tabelle del vapore saturo:

Dati:

vapore umido con titolo $x = 0.8$ e pressione assoluta 8bar

Si calcolino i valori di:

- temperatura di ebollizione
- volume massico
- l'entalpia
- l'entropia

Operando col diagramma di Mollier in cui siano presenti anche le curve dei volumi massici, si determina il punto di intersezione fra la curva a titolo costante $x = 0.8$ e l'isobara $p = 8$ bar. In questo punto si leggono i valori:

entalpia della miscela: $h = 2360$ KJ/Kg

entropia della miscela: $s = 5.75$ KJ/Kg $^{\circ}$ K

volume massico: $v = 0.20$ m 3 /Kg

temperatura di ebollizione: $t = 170^{\circ}$ C (per questo valore ci spostiamo lungo l'isobara fino ad incontrare la curva a titolo $x = 1$ dove leggiamo la temperatura)

Adesso andiamo sulle tabelle del vapore saturo allegate e leggiamo i valori:

temperatura	$t = 170.41^{\circ}$ C
volume massico della fase liquida	$v_l = 1.1150 \times 10^{-3}$ m 3 /Kg
volume massico della fase vapore	$v_v = 0.2403$ m 3 /Kg
entalpia della fase liquida	$h_l = 720.94$ KJ/Kg
entalpia della fase vapore	$h_v = 2797.5$ KJ/Kg
calore latente di vaporizzazione	$r = 2046.5$ KJ/Kg
entropia della fase liquida	$s_l = 2.0457$ KJ/Kg $^{\circ}$ K
entropia della fase gassosa	$s_v = 6.6596$ KJ/Kg $^{\circ}$ K

- Il volume massico della miscela sarà:

$$v = x \times v_v + (1 - x)v_l = 0.8 \times 0.2403 + 0.2 \times 1.1150 \times 10^{-3} = 0.1922 + 0.00024 = 0.1924 \text{ m}^3 / \text{Kg}$$

come si può notare il volume della parte liquida è trascurabile

- L'entalpia della miscela sarà:

$$h = h_l + r \times x = 720.94 + 2046.5 \times 0.8 = 2358 \text{ KJ} / \text{Kg}$$

- L'entropia della miscela sarà:

$$s = x \times s_v + (1 - x) \times s_l = 0.8 \times 6.6596 + 0.2 \times 2.0457 = 5.737 \text{ KJ} / \text{Kg}^{\circ} \text{K}$$

Come si può notare dal confronto dei valori, l'approssimazione di lettura dei valori sul diagramma è soddisfacente e inoltre è più rapida.

Esercizio

Si abbia un vapore surriscaldato alla pressione di 20 bar e 450°C che si espande poi adiabaticamente fino alla pressione di 0.1 bar.

Utilizzando il diagramma di Mollier si legga l'entalpia iniziale, l'entalpia, il titolo e la temperatura finali. Si controllino poi i valori della entalpie e della temperatura utilizzando il titolo ricavato dal diagramma di Mollier e le tabelle del vapor saturo.

Una lettura accurata del diagramma di Mollier ci permette di ricavare i seguenti valori:

- entalpia iniziale $h_i = 3360$ KJ/Kg
- entalpia finale $h_f = 2315$ KJ/Kg
- titolo $x = 0.885$
- temperatura $t = 45^\circ\text{C}$

Utilizzando le tabelle dei vapori saturi e surriscaldati otteniamo:

- dal manuale del Malavasi entalpia del vapore surriscaldato $h_i = 3352$ KJ/Kg
- dalle tabelle riportate in appendice:
 - entalpia del liquido $h_l = 191.71$ KJ/Kg
 - calore latente $r = 2392.2$ KJ/Kg
 - temperatura $t = 45.84$ °C

Come si vede le letture della entalpia del vapore surriscaldato e della temperatura finale fatta sul diagramma sono ottime, verifichiamo anche il valore dell'entalpia finale:

$$h_f = h_l + rx = 191.71 + 2392,2 \times 0.885 = 2309 \text{ KJ/Kg}$$

anche questa ottenuta dal diagramma può ritenersi un'ottima lettura.

CAPITOLO 8

8.1 GENERATORI DI VAPORE

Si può definire generatore di vapore un impianto per la produzione di vapore mediante la trasmissione di energia termica prodotta dalla combustione di un qualsiasi combustibile.

Parti fondamentali di un generatore:

- preparazione e alimentazione combustibile
- focolare, bruciatori e camere di combustione
- condotto dei fumi e impianti per il trattamento degli stessi
- preparazione e alimentazione dell'acqua da trasformare in vapore

- superfici di scambio termico tramite le quali avviene la trasmissione del calore
- organi di regolazione e controllo dell'impianto

Il secondo e il quinto punto costituiscono assieme la **caldaia**.

In caldaia esistono due sistemi separati:

- sistema combustibile, aria comburente, fumi, scorie
- sistema acqua alimentazione e produzione di vapore

Diamo alcuni cenni del **sistema combustibile** iniziando dal focolare che assume forme diverse a seconda del tipo di combustibile, avremo quindi:

- focolai a griglia fissa e griglia mobile per carboni,
- focolai a combustibile polverizzato il più diffuso per carboni ridotti in polvere (<1mm)
- focolai a letto fluido in pieno sviluppo: consiste nel mantenere un materiale in grani o polvere in sospensione di una corrente d'aria proveniente dal sotto caldaia. Il combustibile è costituito da inerti sabbia o calcare a cui viene mischiato il combustibile (~2%) ridotto in grani (2-3mm). Per effetto della diluizione del carbone negli inerti la combustione è lenta e le temperature non superano 850°C ciò riduce assai la formazione di NO_x. Inoltre aggiungendo al letto fluido calce viva si ottiene la riduzione dei zolfo in gesso ciò fa risparmiare i costosi impianti di desolforazione dei fumi.
- focolai a olio o combustibile liquido sono costituiti da spruzzatori-nebulizzatori che disposti sulle facce della camera di combustione ai quali arriva combustibile e aria (bruciatori)
- focolai a gas (bruciatori) sono analoghi a quelli liquidi, la differenza è solo negli ugelli

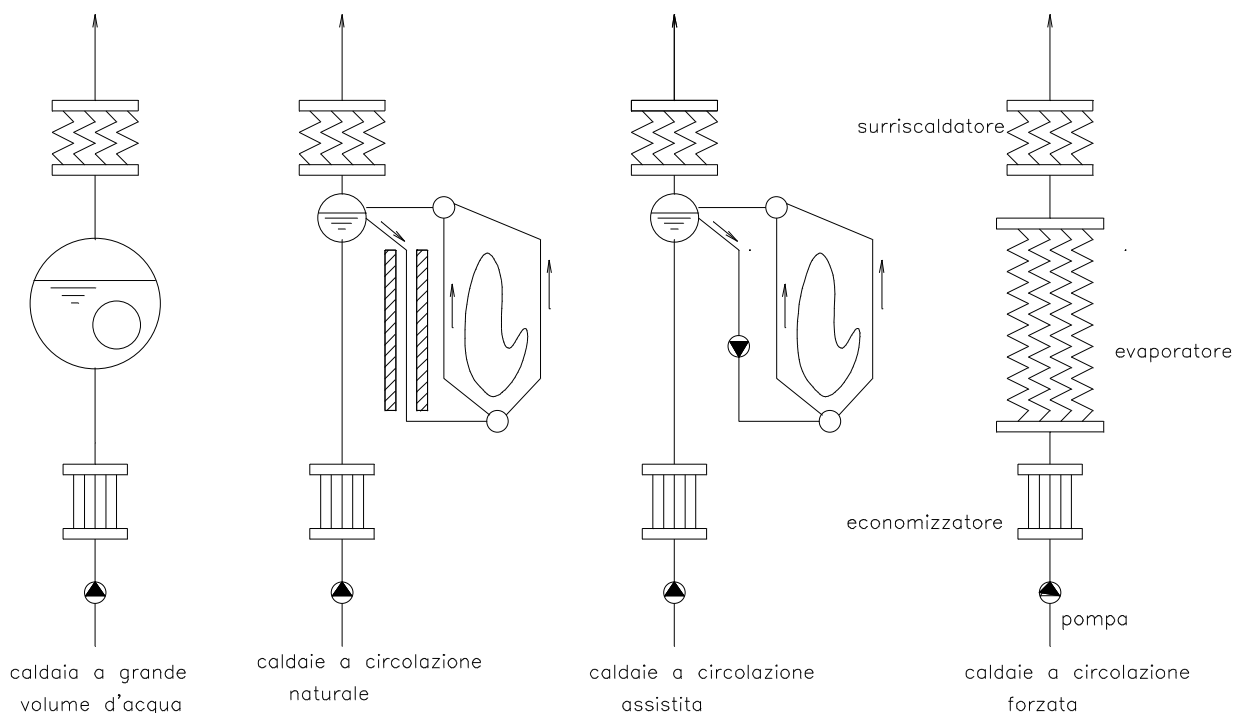
8.2 SISTEMA ACQUA VAPORE

Gli elementi essenziali sono:

- la pompa di alimentazione che prende l'acqua dal pozzo caldo e la porta alla pressione di esercizio della caldaia
- l'economizzatore che tramite uno scambiatore fumi-acqua innalza la temperatura vicino a quella di ebollizione
- l'evaporatore in cui avviene la trasformazione acqua-vapore
- il surriscaldatore dove avviene il surriscaldamento del vapore

Analizziamo anche con un semplice schema i quattro tipi principali di caldaie:

- Caldaie a grande volume d'acqua (prod. di vapore saturo o poco surriscaldato)
- Caldaie a circolazione naturale (uso industriale e turbine di media potenza)
- Caldaie a circolazione assistita (impianti di potenza elevata e surriscaldamento)
- Caldaie a circolazione forzata (utilizzate con le max pressioni e surriscaldamento)



Il bilancio termico è dato da una parte dall'energia sviluppata dalla combustione del combustibile e dall'altro dall'energia utilizzata e dalle perdite:

$$\dot{Q}_c = m_c p_{ci} = m_v(h_v - h_a) + Q_p$$

dove:

- Q_c è la portata termica del combustibile
- m_c è la portata del combustibile
- p_{ci} è il potere calorifico del combustibile
- m_v è la portata del vapore
- h_v è l'entalpia del vapore
- h_a è l'entalpia dell'acqua di alimentazione
- Q_p è la potenza termica perduta (fumi, irraggiamento delle pareti etc.)

il rendimento della caldaia è dato:

$$\eta = \frac{m_v(h_v - h_a)}{m_c p_{ci}}$$

Il rendimento di queste caldaie raggiunge mediamente 0.8-0.9.

Le perdite sono dovute a eventuali incombusti (devono essere minime o nulle), irraggiamento e conduzione nelle pareti (si possono ridurre al minimo) ma la maggior parte sono per *calore sensibile* nei prodotti della combustione che transitano nel camino.

La perdita percentuale per calore sensibile al camino può valutarsi:

$$\pi_s = \frac{c_{sf} \cdot \dot{m}_F \cdot (t_F - t_a)}{\dot{m}_c p_{ci}} \times 100$$

dove:

c_{sf} - calore specifico fumi in prima approssimazione si può prendere 1.05 KJ/Kg

\dot{m}_F - portata massica dei fumi

t_F - temperatura fumi alla base del camino, dopo eventuale utilizzazione

t_a - temperatura dell'aria di alimentazione prima della introduzione in caldaia

p_{ci} - potere calorifico inferiore del combustibile

\dot{m}_c - portata massica combustibile

8.3 PRODOTTI DELLA COMBUSTIONE

Dalla combustione risultano oltre le componenti residue maggiori della combustione e cioè l'anidride carbonica e l'azoto presente nell'aria, ulteriori residui che variano a seconda del tipo di combustibile e dell'efficienza della combustione:

- componenti solidi: scorie e ceneri
- monossido di carbonio per effetto di combustione incompleta (da evitare)
- ossidi di azoto
- ossidi di zolfo a causa di zolfo contenuto come impurità nel combustibile

Oltre a questo dobbiamo includere la *polluzione* termica ossia l'energia di scarico immessa nell'ambiente per effetto dei fumi, ma anche soprattutto per le perdite nell'acqua di raffreddamento al condensatore.

8.3.1 TRATTAMENTO DEI RESIDUI

I residui solidi sono le **scorie** che raccolte vanno a finire in discarica o come inerti nei calcestruzzi e negli asfalti. Le **ceneri** sono in gran parte sospese nei fumi e vengono eliminate con processi di lavaggio e precipitazione elettrostatica. Il primo viene essenzialmente usato con combustibili ad alto tenore di zolfo perché nel contempo si eliminano gli ossidi di zolfo. La precipitazione elettrostatica permette di eliminare le ceneri per l'azione di un campo ionizzante nel percorso dei fumi.

I residui gassosi: il CO si elimina correggendo l'eccesso d'aria per realizzare la combustione completa; gli NO_x richiedono processi problematici e costosi per cui la tendenza moderna è quella di abbassare le temperature di combustione con apposite varianti alle caldaie, ma anche l'utilizzo di caldaie a letto fluido.

Gli ossidi di zolfo si eliminano con lavaggi. E' bene tener presente che solo il gas naturale (metano) è esente da zolfo.

8.4 CAMINO

Il camino è l'elemento presente in tutti gli impianti di generazione del vapore per allontanare i fumi prodotti in camera di combustione soddisfacendo a due condizioni:

- **tiraggio** è una corrente ascensionale che trascina i fumi verso l'alto del camino a causa della differenza di densità dei fumi caldi alla base e dell'aria fredda alla sommità
- **dispersione** è il fenomeno attraverso il quale i fumi uscendo dal camino con una certa velocità vengono dispersi, sia in assenza di vento per la continuazione del fenomeno del tiraggio sopra il camino, sia in presenza del vento con la diffusione che piega il pennacchio dei fumi allargandolo e trascinandolo fino alla dispersione totale nell'atmosfera.

8.4.1 TIRAGGIO

Per vincere il complesso delle resistenze che i fumi incontrano nel loro percorso dalla camera di combustione fino alla sommità del camino si può fare assegnamento sul tiraggio naturale utilizzando l'abbassamento di pressione conseguente alla diversa densità fra i fumi e l'aria provocata dalla diversa temperatura. Di solito in questo caso le temperature dei fumi alla base del camino non devono scendere sotto 250-300°C.

La differenza di pressione che trascina i fumi è data da:

$$\Delta p = g \cdot H (\rho_a - \rho_f)$$

H altezza del camino

$\rho_a = 1.25 \cdot 273/T_a$ densità dell'aria (Kg/m³) in funzione della sua temperatura

$\rho_f = 1.34 \cdot 273/T_f$ densità dei fumi (Kg/m³) in funzione della loro temperatura

Se si vuole, come nei moderni impianti, utilizzare i fumi fino a temperature di 150° è necessario ricorrere al tiraggio meccanico (forzato). La velocità dei fumi nel camino può variare da 3-6m/sec.

Esercizio

Un generatore di vapore produce 8000 Kg/h di vapore nelle condizioni:

- pressione 20 bar
- temperatura 500 °C
- rendimento 0.9
- potere calorifico inf. del combustibile 42700 KJ/Kg
- temperatura acqua alimentazione economizzatore 50 °C
- temperatura acqua all' uscita dell'economizzatore 150°C

Si chiede:

- a) l'entalpia del vapore prodotto; l'entalpia alla fine della espansione adiabatica con la pressione al condensatore di 0.1 bar; il titolo e la temperatura alla fine dell'adiabatica; la temperatura di ebollizione dell'acqua in caldaia.
- b) il consumo orario di combustibile
- c) quanti KJ sono necessari per riscaldare l'acqua nell'economizzatore
- d) se il calore specifico dei fumi è 1.07 KJ/Kg°C, l'aria effettiva necessaria alla combustione 18 Kg/ Kg comb e i fumi entrano nell'economizzatore a 420°C, qual è la temperatura di uscita dei fumi?
- e) quanti KJ/h ho a disposizione in turbina?
- f) Se il rendimento della turbina è 0.94 quanti KW ho a disposizione sull'asse?

- a) i valori richiesti dalla domanda possono essere letti sul diagramma di Collier, alcuni di essi come le due temperature richieste possono leggersi anche sulle tabelle dei vapori saturi.

Lecture dal diagramma:

- entalpia vapore surriscaldato $h_v = 3470$ KJ/Kg
- entalpia fine espansione $h_c = 2350$ KJ/Kg
- titolo $x = 0.905$
- temperatura condensatore $t = 46^\circ\text{C}$ (dalle tabelle 45.84)
- temperatura di ebollizione $t = 210$ (dalle tabelle 212.37)

- b) dalla espressione del rendimento del generatore:

$$\eta = \frac{m_v(h_v - h_a)}{m_c p_{ci}}$$

essendo l'entalpia dell'acqua di alimentazione dell'economizzatore:

$$h_a = c_s \times \Delta t = 4.186 \times (50 - 0) = 210 \text{ KJ/Kg}$$

l'unica incognita risulta la portata massica del combustibile che ricaviamo:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_a)}{\eta \times p_{ci}} = \frac{8000 \times (3470 - 210)}{0.9 \times 42700} = 679 \text{ Kg/h}$$

c) nell'economizzatore sono richiesti:

$$Q = c_{sa} \times m_a \times \Delta t = 4.186 \times 8000 \times (150 - 50) = 3.348.800 \text{ KJ/h}$$

d) la massa dei fumi si ottiene ricordando che è la somma dell'aria e del combustibile :

$$18 + 1 = 19 \text{ Kg fumi/ Kg combustibile}$$

e quindi la portata massica sarà: $19 \times 679 = 12901 \text{ Kg/h}$
dal bilancio energetico ricaviamo la temperatura dei fumi in uscita:

$$Q = c_{sf} \times \dot{m}_f \times (t_{ef} - t_{uf}) \quad t_{uf} = t_{ef} - \frac{Q}{c_{sf} \times \dot{m}_f} = 420 - \frac{3.348.000}{1.07 \times 12901} = 177^\circ \text{C}$$

e) in turbina, dall'espansione adiabatica otteniamo:

$$Q = \dot{m}_v \times (h_{te} - h_{ut}) = 8000 \times (3470 - 2350) = 8.960.000 \text{ KJ/h}$$

f) la potenza a disposizione sull'asse della turbina:

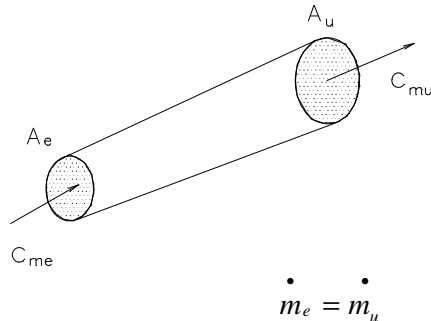
$$\frac{8.960.000}{3600} \times 0.94 = 2340 \text{ KJ/s} = 2340 \text{ KW}$$

CAPITOLO 9

9.0 MACCHINE TERMICHE

9.1 CONTINUITA' DELLA PORTATA E CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA

L'equazione di continuità della portata continua ad aver significato anche nei gas solo che si esprima in forma massica:



ossia:

$$\rho_e c_{me} A_e = \rho_u c_{mu} A_u$$

Anche il teorema di Bernoulli di conservazione dell'energia continua ad avere validità purchè si tenga in considerazione che nei gas abbiamo anche l'energia interna del gas stesso (U), quindi si ha:

$$\frac{p_1}{\rho_1} + g \cdot z_1 + \frac{c_1^2}{2} + U_1 = \frac{p_2}{\rho_2} + g \cdot z_2 + \frac{c_2^2}{2} + U_2$$

ricordando che:

- il volume specifico è l'inverso della densità: $v = 1/\rho$
- la definizione data di entalpia $h = pv + U$
- il termine gz che nei liquidi è assai grande mentre nei gas è trascurabile

l'espressione del teorema di conservazione dell'energia nei gas diventa:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2}$$

9.2 EFFLUSSO DA UGELLI

L'efflusso libero da un contenitore con una valvola e un boccaglio di uscita avviene secondo il principio di Torricelli: trasformazione dell'energia potenziale del gas contenuto nel serbatoio in energia cinetica della corrente all'uscita del boccaglio. Trascurando le perdite si avrà:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2}$$

ed essendo trascurabile la velocità nel serbatoio c_1 si ha:

$$h_1 - h_2 = c_2^2 / 2 \quad \text{da cui}$$

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}$$

questa espressione si trova in funzione delle sole pressioni a monte e a valle su tutti i manuali col nome di equazione di Saint Venant.

9.2.1 UGELLO DE LAVAL

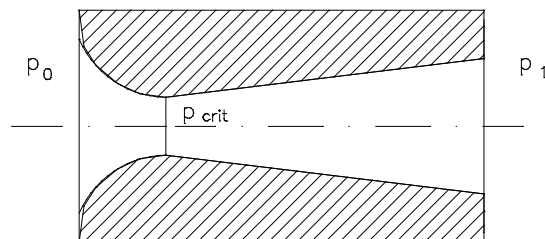
Supponiamo di avere un ugello convergente e facciamo espandere il gas dalla pressione p_0 ad una pressione più bassa p_1 , variabile durante l'esperimento. Si osserva:

- se $p_0 = p_1$ non si ha espansione né portata massica
- se p_1 decresce la portata aumenta e così la velocità di uscita
- se p_1 diventa eguale ad un valore che definiremo pressione critica, la portata diventa massima e la velocità di efflusso è pari alla velocità del suono ($a = \sqrt{KRT}$)

La velocità del suono è quindi il fattore che determina il valore massimo dell'efflusso. Una volta raggiunta la velocità del suono, l'effetto dell'abbassamento della pressione a valle ad un valore inferiore a quello critico, non ha alcuna influenza sulla velocità e sulla portata. Alla sezione di uscita dell'ugello convergente si stabilisce la pressione critica ed ogni abbassamento della pressione a valle non ha influenza sulla portata.

Se facciamo seguire all'ugello convergente una sezione di tubo conico con diametro crescente a partire dalla sezione critica, l'efflusso guidato dalle pareti del cono divergente aumenta di portata e la velocità di efflusso è funzione del salto effettivo di pressioni a monte e valle.

Questo tipo di ugello convergente-divergente prende il nome di ugello De laval.



diamo adesso dei valori della pressione critica in funzione della pressione a monte:

- gas perfetti $p_{crit} = 0.530 p_0$
- vapori saturi $p_{crit} = 0.575 p_0$

- vapori surriscaldati $p_{crit} = 0.545 p_0$

Esempio

Un ugello De Laval convoglia una portata di vapore surriscaldato pari a 1Kg/s dalla pressione iniziale $p_1 = 10$ bar e $t = 350^\circ\text{C}$ alla pressione finale $p_2 = 0.05$ bar

Trascurando le perdite calcolare le sezioni critica (minima) e di uscita.

Dal diagramma di Mollier rileviamo i seguenti valori:

entalpia all'ingresso $h_1 = 3160$ KJ/Kg volume specifico $v_1 = 0.28$ m³/Kg

essendo il vapore surriscaldato la pressione critica risulta:

$$p_c = 0.545 p_1 = 5.45 \text{ bar}$$

cui corrisponde dal diagramma di Mollier con approssimazione di lettura (espansione adiabatica fino a 5.45 bar)

$h_c = 2960$ KJ/Kg $v_c = 0.45$ m³/Kg

alla pressione di 0.05 bar si rilevano i valori:

$h_2 = 2550$ KJ/Kg $v_2 = 3$ m³/Kg

Calcoliamo adesso le velocità nelle sezioni critica e di uscita:

$$c_{cr} = \sqrt{2(h_1 - h_{cr})} = \sqrt{2 \times 1000 \times (3160 - 2960)} = 632 \text{ m/s}$$

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} = \sqrt{2 \times 2000 \times (3160 - 2550)} = 1104 \text{ m/s}$$

quindi dalla espressione della portata massica: $\dot{m} = A \times c \times \rho = \frac{A \times c}{v}$ ($\rho = \frac{1}{v}$)

si ricavano le due sezioni richieste e i rispettivi diametri:

$$A_{cr} = \frac{\dot{m} \times v_{cr}}{c_{cr}} = \frac{1 \times 0.45}{632} = 7.12 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 7.12 \text{ cm}^2 \Rightarrow d_{cr} = 3 \text{ cm}$$

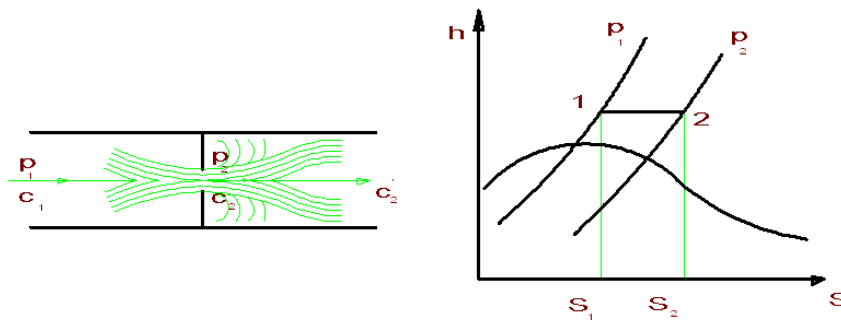
$$A_2 = \frac{\dot{m} \times v_2}{c_2} = \frac{1 \times 3}{1104} = 2.71 \times 10^{-3} \text{ m}^2 = 27.1 \text{ cm}^2 \Rightarrow d_2 = 5.9 \text{ cm}$$

9.2.2 LAMINAZIONE DEL VAPOR D'ACQUA

E' una operazione che viene fatta sul vapore per diminuirne la pressione, senza modificare la sua entalpia h.

Per il teorema di Bernoulli, nella strozzatura aumenta la velocità e quindi diminuisce la pressione. L'aumento di velocità è dovuto ad una diminuzione di entalpia; a valle la velocità riprende il valore primitivo $c_2 = c_1$ a seguito di urti e moti vorticosi rigenerando il calore corrispondente alla iniziale caduta di entalpia. Tutto ciò avviene a spese della pressione che risulterà inferiore e quindi con un degrado dell'energia. In sostanza avviene una trasformazione isoentalpica.

Laminazione o strozzamento attraverso una fenditura



9.3 EQUAZIONE DI EULERO

L'equazione di Eulero già vista per le turbine idrauliche è ancora vera per le turbine a vapore o a gas. Ricordiamo che essa rappresenta il lavoro specifico (a Kg di fluido) teorico che si ottiene in una turbina.

$$Y = c_{1t} u_1 - c_{2t} u_2$$

Nel caso in cui la vena fluida si sviluppa su un cilindro anziché una superficie conica, $u_1 = u_2$ quindi:

$$Y = u (c_{1t} - c_{2t}) = u (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2)$$

9.4 I PROCESSI NELLE MACCHINE TERMICHE

Nelle macchine termiche, cioè nelle macchine che trasformano l'energia termica in energia meccanica, il fluido termodinamico (sia esso aria, vapore o gas) compie, almeno idealmente un **ciclo**. Il fluido, preso in determinate condizioni di pressione e temperatura, subisce una serie di trasformazioni termodinamiche, per ritornare poi allo stato di partenza e ripetersi con continuità. Durante queste trasformazioni una certa energia termica viene sottratta ad una fonte di calore ed una certa energia meccanica viene generata nel processo.

Si definisce rendimento delle macchine termiche il rapporto tra l'energia prodotta e l'energia fornita al sistema come calore durante il ciclo.

$$\eta = \frac{\text{Energia prodotta}}{\text{Energia fornita}} = \frac{L}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

Dove q_1 rappresenta l'energia fornita, q_2 l'energia persa, $q_1 - q_2$ il lavoro prodotto.

Il rendimento è il principale fattore di valutazione di un processo di trasformazione energetica e perseguendo il suo miglioramento si cerca di avvicinarsi quanto più possibile all'unità che rappresenta l'ideale di trasformazioni senza perdite.

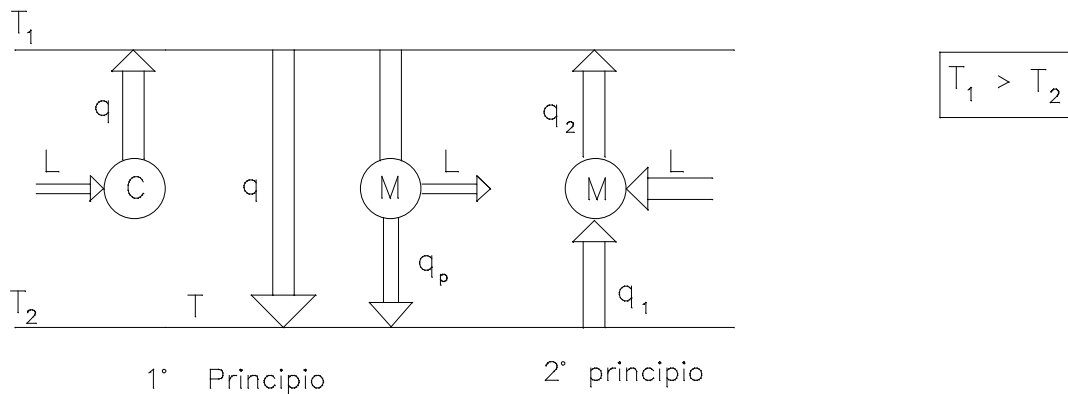
Col primo principio della termodinamica abbiamo appreso che lavoro ed energia sono equivalenti, vedremo adesso che le trasformazioni di un'energia in un'altra sono regolate dal secondo principio della termodinamica.

9.5 IL 2° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

Una energia termica si trasmette da un corpo a temperatura T_1 verso un corpo a temperatura inferiore T_2 . Il passaggio inverso però non è spontaneo ma deve essere forzato con notevoli perdite di energia. Ciò rappresenta il 2° principio della termodinamica enunciato da Clausius:

il calore non può passare spontaneamente da un corpo a temperatura inferiore ad uno a temperatura superiore

schematizziamo in figura il 1° e 2° principio

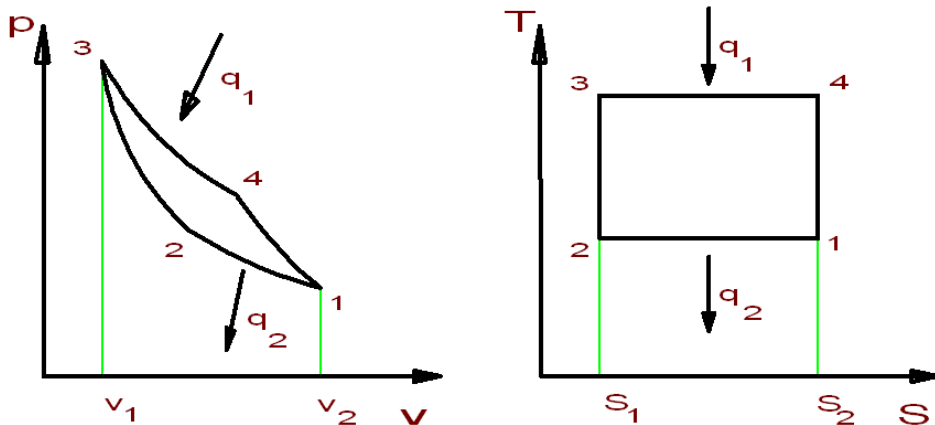


- il primo schema ci rappresenta la trasformazione totale del lavoro in energia termica
- il secondo schema ci rappresenta il passaggio spontaneo dell'energia termica da una sorgente calda ad una fredda
- il terzo schema ci rappresenta la trasformazione di una energia termica presa dalla sorgente calda in lavoro con una parte di essa è ceduta alla sorgente fredda
- il quarto schema rappresenta l'impossibilità di trasferire energia termica da una sorgente fredda ad una calda se non a spese di un certo lavoro

9.6 CICLI TERMODINAMICI

9.6.1 CICLO DI CARNOT

Carnot ricavò in modo teorico la serie di processi più adatti per trasformare un'energia termica in energia meccanica tra due sorgenti di temperatura T_1 calda e T_2 fredda, realizzando il massimo del lavoro.



Il ciclo è composto da:

- una compressione isoterma 1-2 ; è ovvio che per mantenere costante la temperatura durante questa fase devo sottrarre calore q_2
- una compressione adiabatica 2-3 cioè senza scambio di calore ($dq = 0$) per cui essendo $\Delta S = dq / dT = 0$ la rappresentazione è una isoentropica (entropia costante)
- una espansione isoterma 3-4 ; è ovvio che per mantenere costante la temperatura durante questa fase devo fornire calore
- una espansione adiabatica 4-1.

L'area del ciclo nel piano p,v rappresenta il lavoro ottenuto(Joule/Kg) , mentre nel piano T,S rappresenta la quantità di calore (Joule/kg) utilizzata. Per cui ricordando la definizione di rendimento di un ciclo:

$$\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

ed essendo: $q_1 = T_1(S_1 - S_2)$ e $q_2 = T_2(S_1 - S_2)$ sostituendo si ottiene:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

L'espressione ci dice che il rendimento del ciclo dipende esclusivamente dalle temperature delle sorgenti calda e fredda e il rendimento è tanto più alto quanto è alta la temperatura della sorgente calda.

Se costruiamo un altro qualsiasi ciclo fra le stesse temperature questo sarebbe sempre all'interno della superficie del rettangolo del ciclo di Carnot e quindi ciò dimostra inequivocabilmente che questo ciclo ha il rendimento massimo fra tutti i possibili cicli che si sviluppano fra le stesse sorgenti di temperatura.

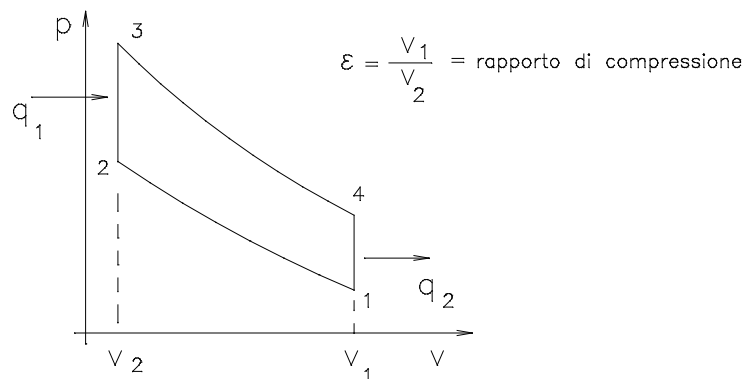
Considerazioni:

Il ciclo di Carnot applicato ai gas è praticamente impossibile da ottenere a causa della impossibilità pratica di ottenere delle isoterme; ci possiamo avvicinare a questo ciclo nel caso di acqua-vapore saturo in quanto durante i passaggi di stato ebollizione (3-4) poi condensazione (1-2) le temperature si mantengono costanti; l'espansione in turbina (4-1) è adiabatica, quindi solo la trasformazione (2-3) non è conforme in quanto la trasformazione è inizialmente adiabatica quando viene alzata la pressione poi la temperatura T_1 viene raggiunta mediante somministrazione di calore. (vedi il ciclo Rankine relativo al vapor saturo).

9.6.2 CICLO OTTO (per motori a benzina)

Il ciclo Otto è composto da due trasformazioni adiabatiche e da due trasformazioni isometriche ($v = \text{cost.}$).

Nella trasformazione 2-3 a volume costante si innalza la pressione, ciò è ottenuto con una immissione di calore, mentre nella trasformazione 4-1 sempre a volume costante si abbassa la pressione e questo è ottenuto portando via calore.



dimostriamo l'espressione del rendimento:

$$\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

premessa:

adiabatica $p v^k = \text{cost.}$

utilizzando l'equazione dei gas perfetti $p v = RT \Rightarrow p = RT/v$ e sostituendo diventa:

$$T v^k = \text{costante} \quad \text{ossia} \quad T_1 v_1^k = T_2 v_2^k$$

consideriamo adesso i rapporti:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} \cdot \frac{T_3}{T_2} \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_2}$$

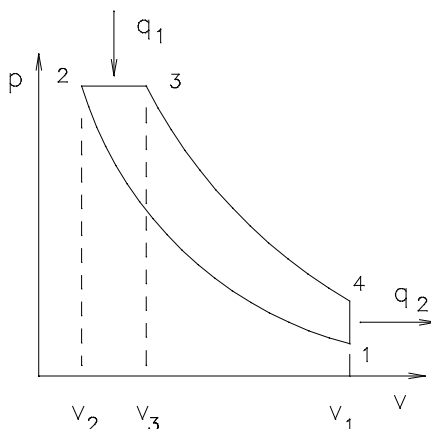
sostituendo alla espressione del rendimento si dimostra che:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

cioè il rendimento dipende solo dal rapporto di compressione e quanto più questo è alto più è alto il rendimento.

9.6.3. CICLO DIESEL

Il ciclo Diesel è composto da due trasformazioni adiabatiche, una trasformazione isometrica ed una trasformazione isobarica. Nella trasformazione 2-3 per mantenere costante la pressione con un aumento di volume è necessario introdurre calore q_1 , mentre nella trasformazione 4-1 per mantenere costante il volume diminuendo la pressione è necessario togliere il calore q_2 .



$$\psi = \frac{v_3}{v_2} \quad \text{rapporto di combustione}$$

$$\epsilon = \frac{v_1}{v_2} \quad \text{rapporto di compressione}$$

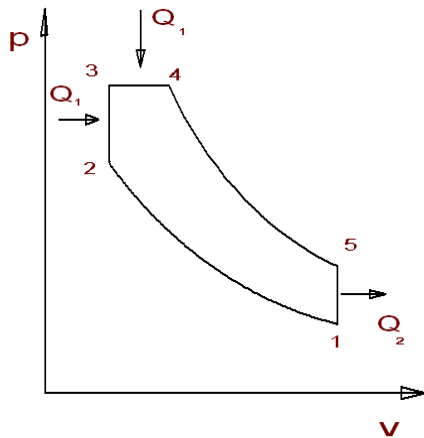
Omettiamo la dimostrazione del rendimento, che è più complicata ma analoga a quella del ciclo Otto

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\psi^k - 1}{K(\psi - 1)}$$

Il rendimento del ciclo Diesel dipende dal rapporto di compressione e dal rapporto di combustione. Esso è maggiore del rendimento del ciclo Otto solo perché si adottano rapporti di compressione più elevati.

9.6.4 CICLO SABATHE'

Il ciclo Sabathè è un ciclo teorico che però è più vicino al ciclo pratico di quanto non lo siano i cicli Otto e Diesel infatti esso racchiude le due fasi di combustione dei cicli Otto e Diesel quindi la sua rappresentazione grafica è:



L'espressione del rendimento è:

$$\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

Essendo:

$$q_2 = c_v \times (T_5 - T_1)$$

$$q_1 = c_v \times (T_3 - T_2) + c_p \times (T_4 - T_3)$$

Se introduciamo i rapporti caratteristici:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad \text{rapporto di compressione}$$

$$\xi = \frac{T_3}{T_2} \quad \text{rapporto di combustione a volume costante}$$

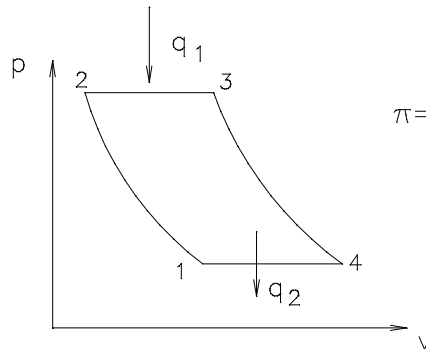
$$\psi = \frac{T_4}{T} \quad \text{rapporto di combustione a pressione costante}$$

Sviluppando vari passaggi otteniamo:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \times \frac{\psi^k \times \xi - 1}{\xi - 1 + k\xi \times (\psi - 1)}$$

9.6.5 CICLO BRAYTON

E' il ciclo seguito dalle turbine a gas; è composto da due trasformazioni adiabatiche e da due isobare. Nelle trasformazioni isobare si immette calore nella espansione e si estrae calore nella compressione tutto ciò per mantenere costante la pressione.



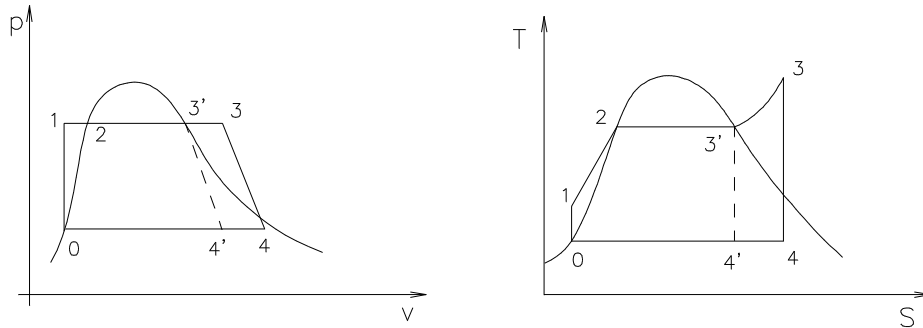
$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{rapporto di compressione del compressore}$$

il rendimento vale:
$$\eta = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}$$

9.6.6 CICLO RANKINE

Il ciclo Rankine è assai importante negli impianti di produzione dell'energia elettrica tramite il vapore, perché si applica alle macchine dove nel ciclo esistono due fasi: liquida e solida.

Diamo la rappresentazione grafica nei due piani p,v e T,S.



Il ciclo può essere relativo al vapore saturo secco 0-1-2-3'-4'
 Il ciclo può essere relativo al vapore surriscaldato 0-1-2-3-4

- 0-1 compressione adiabatica nella pompa di alimentazione
- 1-2 preriscaldamento in caldaia
- 2-3 evaporazione in caldaia
- 3-3' surriscaldamento del vapore
- 3-4 espansione adiabatica in turbina del vapore surriscaldato
- 3'-4' espansione adiabatica del vapore saturo

Analizziamo adesso le energie considerando di avere vapore surriscaldato (è analogo per il vapore saturo):

- $Q_1 = h_3 - h_1$ è l'energia termica fornita in caldaia
- $L_1 = h_3 - h_4$ è il lavoro utile ottenuto in turbina
- $Q_2 = h_4 - h_0$ è l'energia persa al condensatore
- $L_p = h_1 - h_0$ è l'energia fornita dalla pompa di alimentazione

Il lavoro utile netto è quindi la differenza fra quello ottenuto in turbina e quello speso dalla pompa e quindi il rendimento termico risulta:

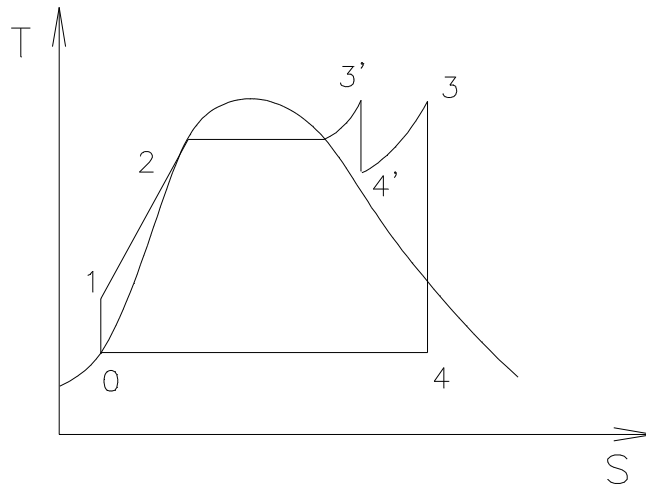
$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_1 - h_0)}{h_3 - h_1}$$

alcuni testi riportano l'espressione approssimata:

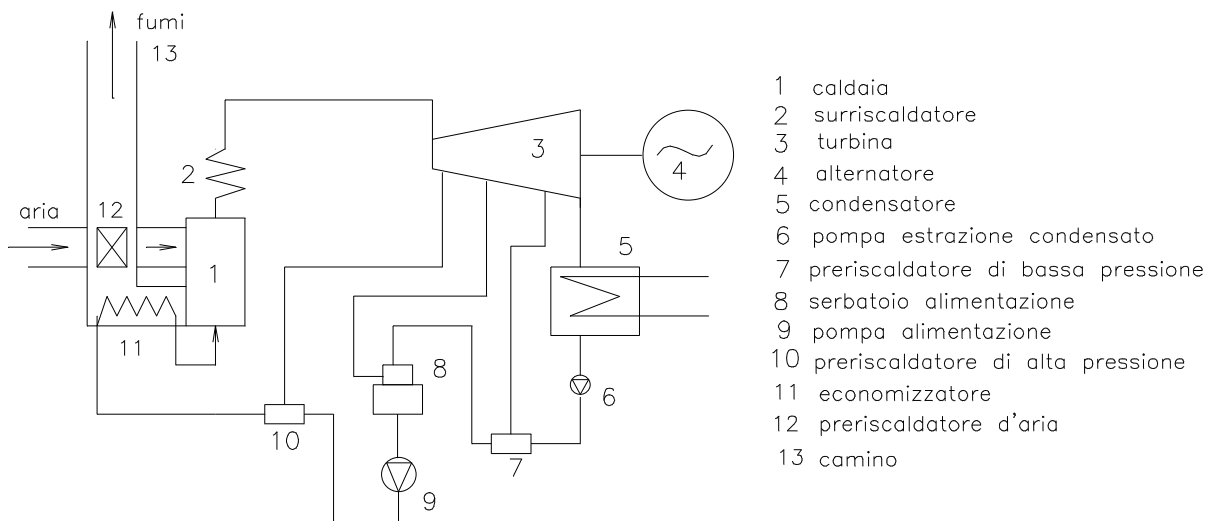
$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_0}$$

inglobando nel lavoro fornito anche quello della pompa che in realtà non è dato dal combustibile.

Molti impianti moderni adottano un ciclo Rankine con risurriscaldamento che presenta un rendimento più elevato del classico ciclo. Il risurriscaldamento consiste in un secondo surriscaldamento del vapore all'uscita della turbina di alta pressione per poi terminare l'espansione in un'altra turbina.



Il preriscaldamento dell'acqua di alimentazione avviene con spillamenti di piccole quantità di vapore a varie temperature dalla turbina, ma il preriscaldamento finale che porta la temperatura vicinissima alla temperatura di ebollizione avviene nell'economizzatore a spese dei fumi.



9.7 TURBINE A VAPORE

Abbiamo visto, nel ciclo Rankine la fase 3-4 che rappresenta l'espansione adiabatica in turbina e quindi la fase attiva in cui si raccoglie lavoro. La turbina ha quindi il compito di trasformare in energia meccanica l'energia termica contenuta nel vapore.

Il flusso del vapore all'interno della turbina è di norma assiale. Le potenze in gioco sono elevate (100-1500 MW) e quindi le turbine sono le macchine più diffuse al mondo per la produzione di energia meccanica.

Se il vapore entra in turbina con condizioni p_e , t_e ed esce in condizioni p_u , t_u dal diagramma di Mollier si possono ricavare le rispettive entalpie h_e , h_u e quindi valutare la potenza

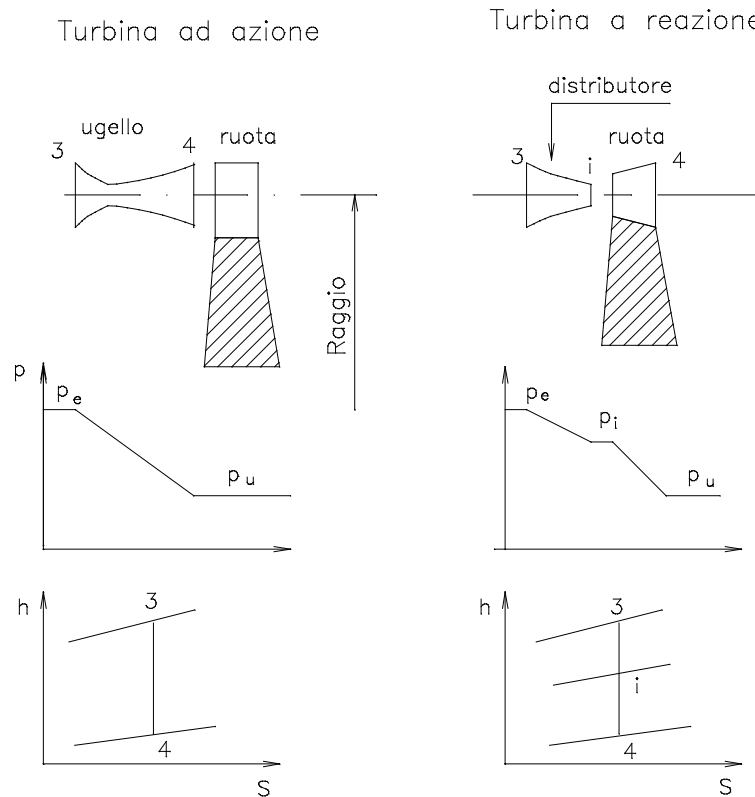
$$P = \dot{m}(h_e - h_u)$$

Le turbine possono essere ad **azione e a reazione** anche se oggi vengono impiegate turbine miste. Il vapore nella turbina segue due fasi:

- Espansione del vapore dalla teoria di efflusso la velocità del vapore all'uscita da un boccaglio è:

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}$$

- Inversione del flusso di vapore nella palettatura: il vapore con questa velocità arriva sulle pale della turbina, dove per effetto del cambio di direzione nasce una spinta sulla pala (F) e quindi un momento torcente sull'albero della turbina ($M = F r$) che per effetto della rotazione dà luogo ad una potenza ($P = M \omega$).



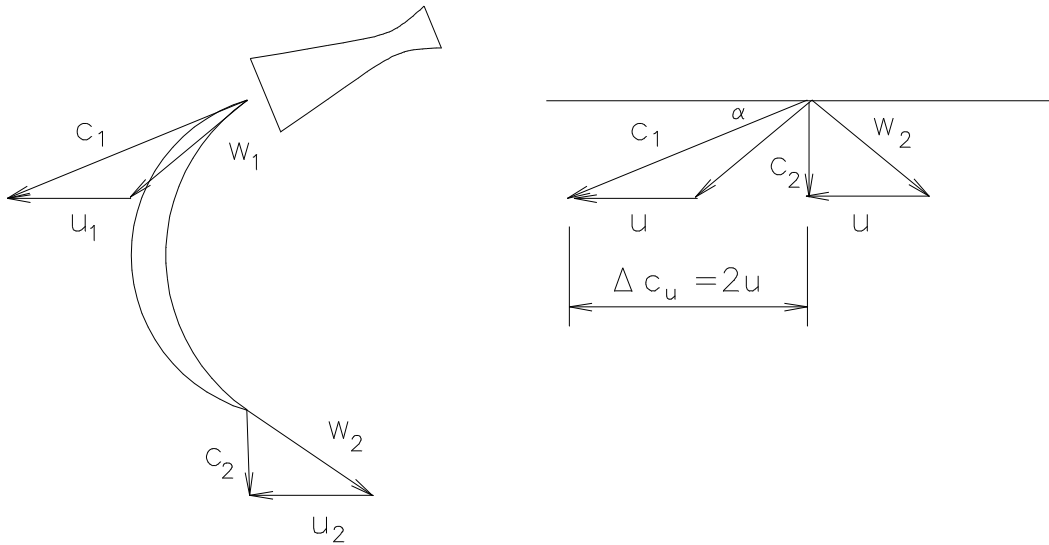
Se le due fasi *espansione e inversione* del vapore sono separate ed avvengono in successione le turbine sono ad azione, se avvengono parte separate e parte contemporaneamente siamo in presenza di turbine a reazione. Ricordiamo che mentre una

turbina può essere ad azione pura, una turbina a reazione è solo in parte a reazione e ciò è valutato dal **grado di reazione** che rappresenta la frazione del salto entalpico utilizzato nella ruota rispetto al salto totale.

In genere il grado di reazione di una turbina a reazione è 0,5 cioè metà salto entalpico si trasforma in energia cinetica nel distributore, l'altra metà nella girante.

9.7.1 TURBINA SEMPLICE AD AZIONE DE LAVAL

Questo tipo di turbina è costituita da un solo ugello e da una sola ruota. Oggi non si costruisce più ma ha il pregio di avere tracciato la strada a tutte le turbine ad azione.



Dalla equazione di Eulero che ci dà l'espressione dell'energia ottenibile in una turbina, si ricava che questa è massima se il termine negativo si annulla, vale a dire c_2 risulta perpendicolare ad u .

$$Y = (c_{1u} \cdot u_1 - c_{2u} \cdot u_2)$$

La scelta degli angoli di inclinazione di ingresso e uscita viene fatta proprio per realizzare tale condizione che porta quindi al massimo lavoro utile ottenibile.

$$L_u = Y = c_{1u} \cdot u = 2 u \cdot u = 2u^2$$

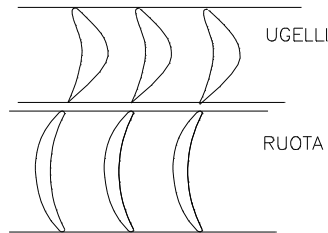
il lavoro utile in caso di minima perdita è proporzionale al quadrato della velocità periferica.

Essendo il lavoro utile uguale al salto entalpico nella turbina ($h_3 - h_4$) si ricava la velocità di rotazione:

$$u = \sqrt{\frac{h_3 - h_4}{2}}$$

Ad esempio per un salto entalpico di $320 \text{ Kj/Kg} = 320000 \text{ J/kg}$ si ottiene una velocità periferica di 400 m/sec che con un diametro di 0.8 m porta ad un numero di giri di 9550 g/1' .

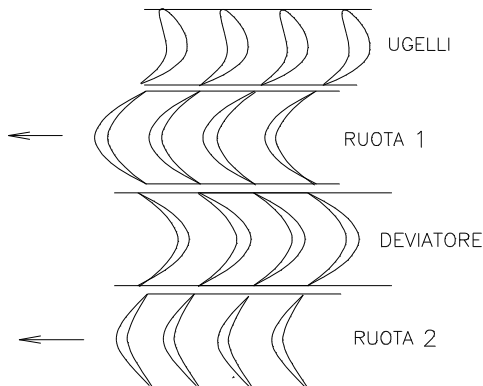
La forma dello spazio fra due palette del distributore in una turbina ad azione assume la forma convergente se la velocità c_1 è minore della velocità critica; la forma convergente-divergente se la velocità c_1 è superiore alla velocità critica.



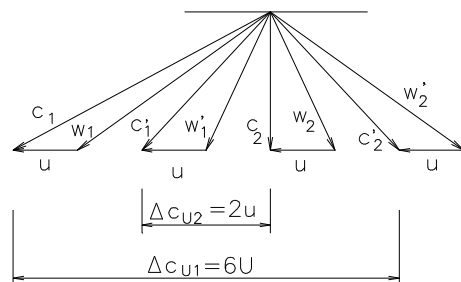
9.7.2 TURBINA AD AZIONE A SALTI DI VELOCITA' (CURTISS)

Abbiamo visto l'alta velocità che si realizza nella turbina semplice; per ridurre tale velocità e quindi il numero di giri, si fa ricorso, a parità di diametro medio delle palette, a più salti di velocità. In sostanza l'elevato valore di c_1 ottenuto negli ugelli viene gradualmente ridotto grazie a due o più ruote intervallate da palette fisse che realizzano solo una deviazione. Quindi mentre la 1^a ruota realizza una forte deviazione, le ruote successive realizzano deviazioni gradualmente più contenute.

Analizziamo la turbina a due salti di velocità:



I triangoli di velocità assumono la forma:



- 1—ingresso prima ruota
- 2'—uscita prima ruota
- 1'—ingresso seconda ruota
- 2—uscita seconda ruota

La velocità assoluta di uscita dalla seconda ruota, con opportuna scelta degli angoli di inclinazione delle palette si fa risultare in direzione assiale da garantire per il teorema di Eulero il max lavoro ottenibile.

Il lavoro o energia ottenibile su ciascuna ruota sarà:

$$Y_1 = L_{1R} = c_{u1} u - c'_{u2} u = 4 u \cdot u - (-2u \cdot u) = 6 u^2$$

$$Y_2 = L_{2R} = c'_{u1} u - c_{u2} u = 2 u \cdot u = 2 u^2$$

Quindi il lavoro totale:

$$Y_{tot} = L_{tot} = Y_1 + Y_2 = 8 u^2 = \Delta h$$

da cui si ricava la velocità:

$$u = \sqrt{\frac{\Delta h}{8}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\Delta h}{2}}$$

con i valori numerici dell'esempio svolto precedentemente si ottiene $u = 200$ m/sec cioè con 2 salti di velocità la riduzione della velocità periferica è $1/2$ extrapolando con 3 salti sarebbe $1/3$ e così via.

Quindi con molti salti di velocità si otterrebbero basse velocità e quindi numero di giri. Ma se teoricamente ciò è giusto in pratica si vede che il lavoro ottenuto sulla prima ruota è %:

$$\frac{Y_1}{Y_{tot}} = 6u^2 / 8u^2 = 3/4$$

sulla seconda ruota $\frac{Y_2}{Y_{tot}} = \frac{2u^2}{8u^2} = 1/4$

Aumentando i salti la situazione diventa ancora peggiore, ad esempio con tre salti si ha:

- sulla prima ruota $5/9$ della energia
- sulla seconda ruota $3/9$ dell'energia
- sulla terza ruota $1/9$ dell'energia

quindi, per queste motivazioni, in genere non si superano i due salti.

Poiché la pressione a cavallo delle ruote si mantiene costante, si può limitare l'ingresso del vapore a un settore di ugelli o a più settori separati, disposti sulla circonferenza della griglia di ugelli. Se è richiesta più potenza non si fa altro che aumentare i settori fino al massimo di ammissione totale.

Questo tipo di regolazione si chiama regolazione per parzializzazione.

9.7.3 TURBINE AD AZIONE A SALTI DI PRESSIONE

Anche questo tipo di turbine è nato con l'intento di ridurre le elevate velocità periferiche della turbina De Laval. Le sue caratteristiche costruttive sono però complicate perché è costituita da tante sezioni, ognuna (distributore-ruota) a pressione diversa che devono risultare a tenuta una con l'altra.

Il salto entalpico totale si suddivide in salti parziali proporzionali ciascuno alla velocità periferica al quadrato, per tener conto del fatto che la palettatura ha sviluppo conico e quindi diametri crescenti per cui a diametri maggiori corrispondono frazioni Δh maggiori.

Si fa in modo che da ogni ruota la velocità esca assialmente in accordo con Eulero, quindi il lavoro totale se z sono i salti di pressione sarà:

$$L_{tot} = z u \Delta c_u = z u 2u = z 2u^2 = \Delta h$$

da cui
$$u = \sqrt{\frac{\Delta h}{2z}}$$

riprendendo l'esempio numerico se vogliamo una velocità di rotazione di 3000g/1' cioè

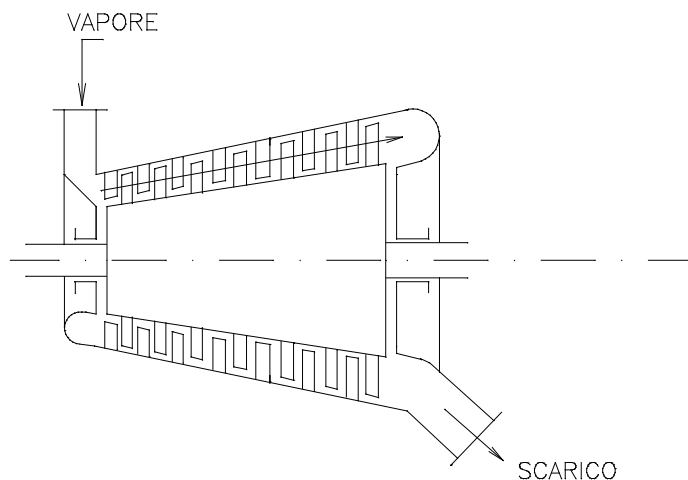
$$u = \pi d n / 60 = 126 \text{ m/s} \quad \text{occorrono 10 stadi} \quad z = \frac{\Delta h}{2u^2}$$

Questo tipo di turbina è oggi pressochè abbandonato.

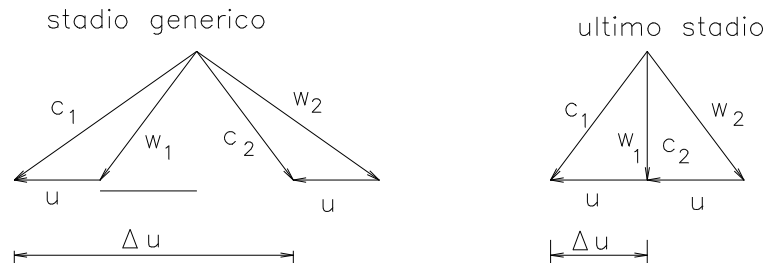
9.7.4 TURBINE A REAZIONE (PARSONS)

Nelle turbine a reazione la trasformazione del calore in energia cinetica avviene in parte nel distributore e in parte nella girante. Di regola il grado di reazione si assume 0,5 perché in tale caso i profili dei canali fissi e i profili delle palette risultano eguali.

Il salto entalpico viene quindi frazionato, per cui una metà, a maggior pressione, avviene nel distributore di forma convergente perché il regime è subsonico; la parte di salto a minor pressione si trasforma in energia cinetica nelle palette della girante che presenta condotti convergenti per poter proseguire l'espansione.



Il distributore è formato da una serie di corone palettate applicate sulla cassa della turbina; la forma delle pale è tale da formare condotti convergenti. La prima corona di palette forma il primo distributore di ingresso. La girante a sua volta è formata da una serie di corone palettate applicate ad un tamburo tronco-conico (libero di ruotare), che si insinuano fra le corone di palette del distributore formando una serie di condotti mobili ruotanti. Anche i condotti della girante sono convergenti.



L'energia cinetica del vapore all'uscita di uno stadio intermedio è praticamente recuperata come energia cinetica di entrata nello stadio successivo ($|w_1| = |c_2|$), solo nell'ultimo stadio l'energia cinetica di uscita costituisce una perdita e perciò in osservanza al teorema di Eulero cerchiamo che l'uscita sia assiale ($c_{2t}=0$).

L'energia termica si trasforma quindi gradualmente in energia cinetica nei successivi distributori che nei rispettivi palettamenti, la conformazione della turbina è tale da favorire l'espansione del vapore che, man mano che diminuisce in pressione aumenta in volume specifico. Quindi la conicità della cassa, come l'altezza delle palette va man mano aumentando dall'inizio alla fine della turbina.

9.7.5 TURBINE MISTE

Sono le turbine più impiegate quando, come nelle centrali termiche, si tende ad estrarre dal vapore più energia possibile ricorrendo anche alla condensazione.

Questa tecnica comporta che il vapore esca dalla turbina alla pressione di 0,05 bar cui corrisponde una temperatura di 32,9°C e una massa volumica di 0,035kg/mc e quindi un volume specifico di $1/0,035 = 28.2 \text{ m}^3/\text{kg}$. Se si presuppone di alimentare la turbina con vapore surriscaldato a 400°C e 200 bar di pressione si ha una massa volumica di $100 \text{ Kg}/\text{m}^3$ e quindi un volume specifico $1/100 = 0.01 \text{ m}^3/\text{kg}$. Ne segue che il rapporto fra il volume in ingresso e il volume in uscita è

$$\frac{28.2}{0.01} = 2820$$

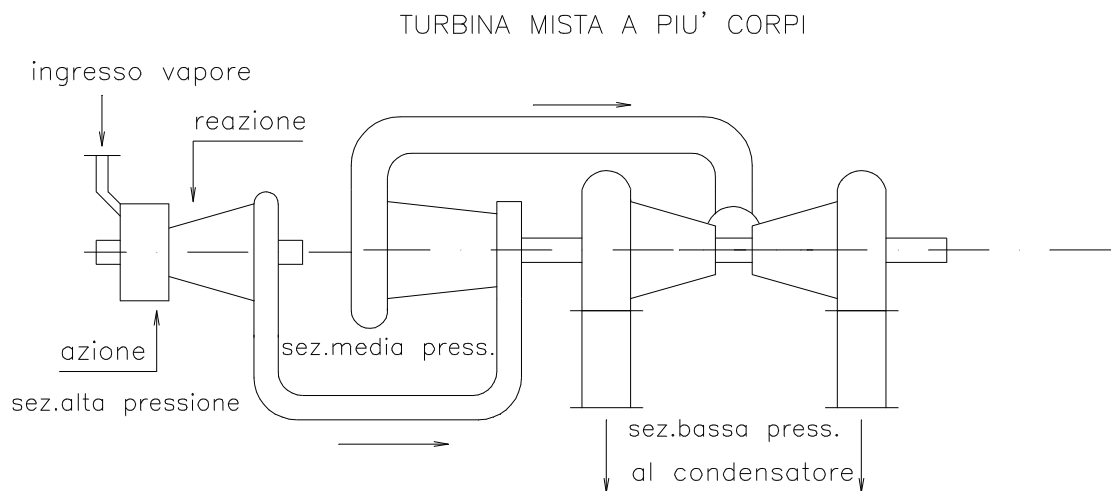
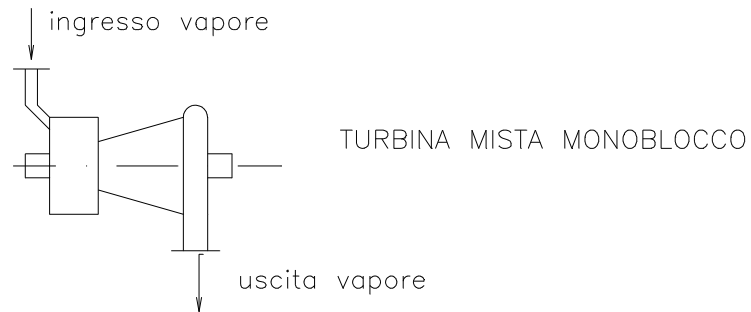
ciò significa che in una turbina moderna il volume può aumentare con l'espansione di 2820 volte, difficoltà insormontabile se non fosse stata costruita la turbina mista.

Per turbina mista si intende una turbina divisa in due parti essenziali: la prima che funziona ad azione e la seconda che funziona a reazione.

La parte ad azione è una turbina Curtiss a 2-3 salti di velocità, mentre la parte a reazione è formata da un tamburo a reazione Parsons.

A volte quando la potenzialità è elevata e quindi la massa di vapore imponente, la turbina venga costruita a corpi separati.

Nelle figure seguenti sono illustrate schematicamente i due tipi di turbina mista ad un unico corpo e a più corpi.



9.7.6 RENDIMENTO DELLA TURBINA A VAPORE

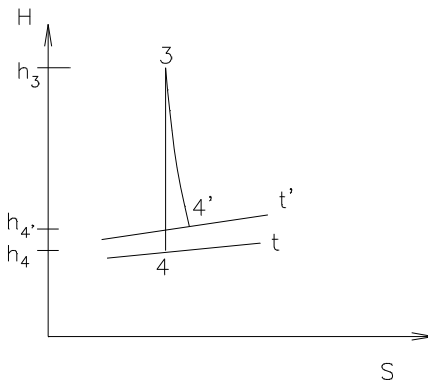
Il rendimento della turbina è dato dal rapporto fra la potenza effettivamente sviluppata all'asse e la potenza teorica disponibile che è legata all'energia termica del vapore:

$$\eta_t = \frac{P_e}{P_d}$$

In realtà il rendimento della turbina è il prodotto di due rendimenti, il rendimento indicato e il rendimento meccanico:

$$\eta_t = \eta_i \cdot \eta_m$$

Il rendimento indicato tiene conto delle perdite incontrate dal vapore nell'attraversare la turbina, perdite che trasformandosi in calore aumentano la temperatura finale e l'entropia della trasformazione che da adiabatica diventa politropica, per cui il salto entalpico finale è ridotto da $(h_3 - h_4)$ a $(h_3 - h'_4)$



η

Il rendimento meccanico tiene conto delle perdite per attrito meccanico negli organi ruotanti della turbina.

Il rendimento della turbina può variare fra 75-85%..

9.8 TURBINE A GAS

Le turbine a gas sfruttano l'energia termica dei prodotti della combustione. Le differenze di questa turbina da quelle a vapore si possono sintetizzare:

- la turbina a gas opera con fluidi esclusivamente gassosi
- compie più fasi del ciclo termodinamico; infatti formano parte integrante della turbina a gas vera e propria il compressore e la camera di combustione.

La turbina a gas può essere quindi assimilata ai motori a combustione interna con la differenza che essa è un motore rotativo invece che alternativo.

Il ciclo della turbina a gas si basa sul ciclo Brayton (detto anche Joule) che come abbiamo visto è composto da due trasformazioni adiabatiche (compressione ed espansione) e da due trasformazioni isobariche (espansione in cui viene immesso il calore Q_1 e compressione in cui viene espulso il calore Q_2).

Il rendimento è superiore al Diesel ma sempre modesto a causa dell'elevata energia termica di scarico (ciò è il caso dei motori degli aerei). Solo il recupero dell'energia di scarico negli impianti fissi permette di incrementare notevolmente il rendimento. Ciò avviene utilizzando i gas di scarico (che hanno temperature intorno a 500°C) in una caldaia a vapore (denominata caldaia a recupero) con o senza bruciatori supplementari e utilizzando il vapore prodotto in una turbina a vapore.

Le turbine a gas possono operare a circuito aperto, semichiuso o chiuso, anche se quelle a circuito aperto sono le più diffuse.

Rispetto alla turbina a vapore, la turbina a gas opera con pressioni relativamente basse, ciò permette una costruzione leggera, adatta alla trazione aerea inoltre essendo un impianto abbastanza semplice richiede poca assistenza.

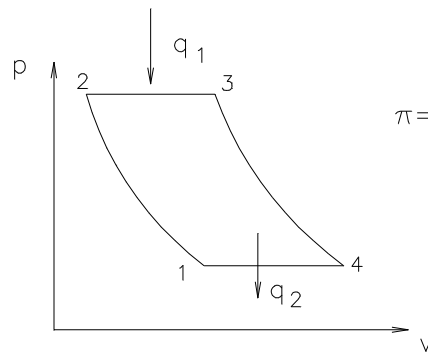
La regolazione si riduce essenzialmente alla regolazione del flusso di combustibile

Lo scarico avviene all'atmosfera è necessario però provvedere all'isolamento acustico dello scarico.

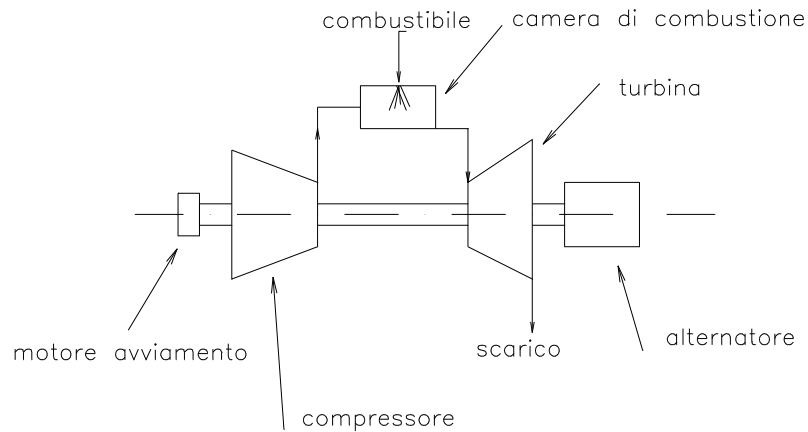
Il compressore posto sull'ingresso ha la funzione di aspirare e comprimere l'aria la quale entra poi nella camera di combustione. Questa deve assolvere a due funzioni: la fiamma non deve spengersi per cui la velocità dei gas deve risultare inferiore alla velocità della fiamma; deve inoltre favorire la perfetta miscelazione col combustibile sia che esso sia gassoso (es. metano) oppure liquido (es. kerosene) nel qual caso deve essere nebulizzato dall'iniettore. I gas combusti e quindi ricchi di energia termica vanno quindi ad espandersi nella turbina a gas la quale essendo disposta sullo stesso asse comanda il compressore. C'è necessità di avere un motore di avviamento che faccia ruotare il compressore a freddo per poter dare l'avvio a tutto il ciclo.

Nei motori degli aerei le camere di combustione sono anulari perché pur essendo costose hanno un ingombro minimo.

Ciclo Brayton



$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \text{ rapporto di compressione del compressore}$$



9.8.1 TURBOPROPULSIONE

Nei motori degli aerei la forza di spinta è data dalla reazione dinamica provocata dal getto dei gas di scarico opportunamente guidati nell'ugello di scarico.

$$S = \dot{m} \cdot (c - v)$$

dove:

- \dot{m} è la portata massica dei gas di scarico
- c è la velocità dei gas di scarico
- v è la velocità dell'aereo

Da notare che la spinta non dipende dalla pressione né dalla temperatura, ma solo dalla portata e dalla differenza delle velocità.

9.9 LA COGENERAZIONE

L'impianto di cogenerazione riunisce la produzione di elettricità e di energia termica in un solo complesso.

Gli impianti di cogenerazione si possono suddividere in:

- Impianti per usi industriali
- Impianti di teleriscaldamento

La suddivisione riguarda la diversa utilizzazione della energia termica rispetto alla energia elettrica. Ricordiamo che gli impianti di cogenerazione riescono a conseguire rendimenti molto alti pari a 75-85%.

In genere negli impianti per usi industriali la produzione di energia termica è primaria ed essa condiziona la produzione di energia elettrica.

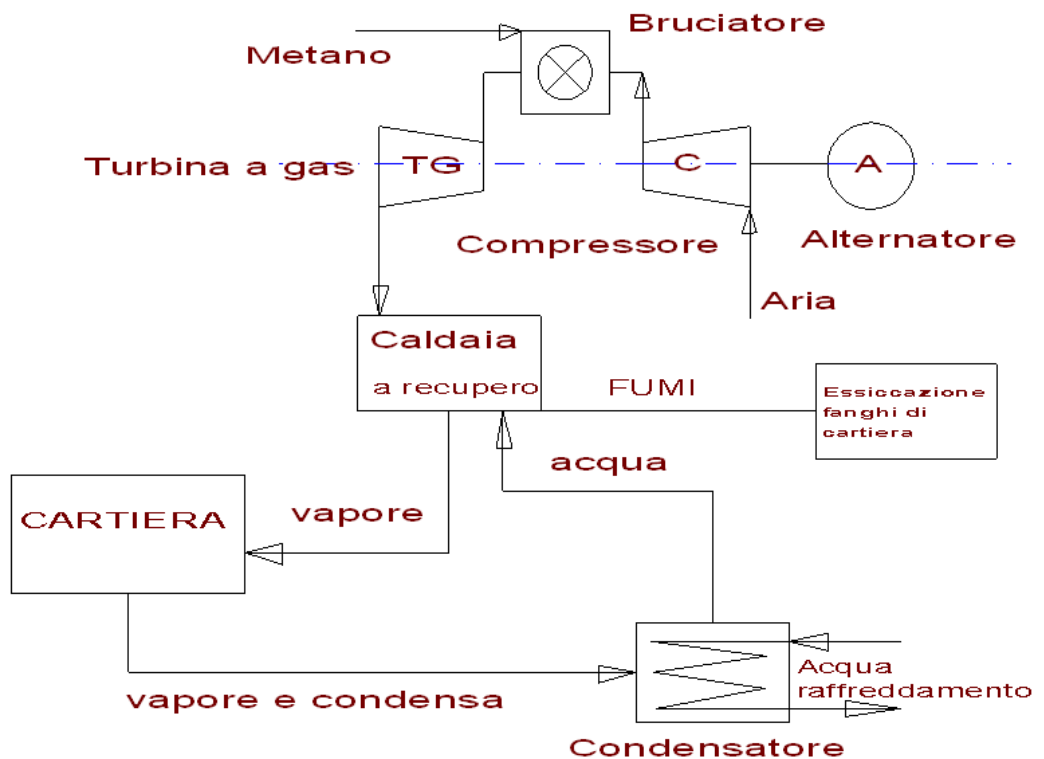
Si chiama *fattore termico di cogenerazione* il rapporto:

$$F_{tc} = \frac{\text{potenza} \cdot \text{termica}}{\text{potenza} \cdot \text{elettrica}}$$

Negli impianti di teleriscaldamento è primaria la produzione dell'energia elettrica, mentre la produzione di acqua calda per riscaldamento di un complesso residenziale (paese-città) è ottenuta mediante prelievo (spillamento) di vapore dalla turbina.

Da notare che il teleriscaldamento è richiesto solo per una parte dell'anno (4000-6000 ore).

Nello schema seguente è rappresentato in impianto di cogenerazione che alimenta di vapore una grossa cartiera e nel contempo produce energia elettrica.



Esercizio

Un impianto a vapore alimentato con vapore surriscaldato a 450 °C e 40 bar di pressione sviluppa una potenza utile alla turbina di 10000 KW; lo scarico avviene in un condensatore in cui regna una pressione di 0.05 bar. Il rendimento della turbina sia 0.88. Il generatore brucia 1850 kg/h di metano ed è alimentato con acqua a 180°C. Assumendo che i macchinari ausiliari assorbano 2% della potenza della turbina calcolare

- il rendimento del generatore
- il rendimento netto dell'impianto
- le perdite per calore sensibile
- la temperatura dei fumi

- il rendimento del generatore

Innanzitutto occorre determinare il consumo totale di vapore. Conoscendo la potenza utile alla turbina e il suo rendimento possiamo ricavare la produzione di vapore. Essendo 2% della potenza utile assorbita dagli ausiliari, la turbina dovrà produrre :

$$P_t = 10000 / 0.98 = 10204 \text{ KW}$$

$$\text{Da } \eta_t = \frac{L_t}{\dot{m}_v (h_{it} - h_c)} \text{ si ricava } \dot{m}_v = \frac{L_t}{\eta_t (h_{it} - h_c)} = 30870 \text{ Kg/h di vapore}$$

$$\text{Dove } L_t = P_t \times 3600 = 10204 \times 3600 = 36.734.400 \text{ KJ/h}$$

Le entalpie del vapore in ingresso alla turbina e al condensatore si possono ricavare dal diagramma di Mollier e valgono:

$$h_{it} = 3330 \text{ KJ/Kg} \quad h_c = 2140 \text{ KJ/Kg}$$

il rendimento del generatore sarà quindi:

$$\eta = \frac{\dot{m}_v (h_{it} - h_a)}{\dot{m}_c \times p_{ci}} = \frac{30870 \times (3330 - 793)}{1850 \times 50000} = 0.847$$

dove l'entalpia dell'acqua si ricava moltiplicando il calore massico a 180° $c_m = 0.408 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$ (dalle tabelle) per la differenza di temperatura $\Delta t = 180^\circ\text{K}$

- il rendimento netto dell'impianto si ricava da:

$$\eta = \frac{L_t}{\dot{m}_c \times p_{ci}} = \frac{36.734.400}{1850 \times 50000} = 0.397$$

- le perdite per calore sensibile al camino :

$$Q_f = \dot{m}_f \times c_{sf} \times (t_f - t_a)$$

non si possono calcolare direttamente perché ci manca la temperatura dei fumi al camino mentre possiamo ipotizzare la temperatura dell'aria in 20°C.

Possiamo però ricavarne il valore esprimendo il rendimento del generatore come i KJ utilizzati dalla combustione completa di 1 kg di combustibile. In realtà una piccola percentuale che supponiamo il 3% si perderà per trasmissione anche se l'isolamento delle pareti dei generatori è spinto al massimo:

$$\eta_g = \frac{(1-n) \times (p_{ci} - Q_f)}{p_{ci}}$$

da cui con semplici passaggi otteniamo:

$$Q_f = p_{ci} \times \left(1 - \frac{\eta_g}{1-n}\right) = 50000 \times \left(1 - \frac{0.847}{1-0.03}\right) = 6340 \text{ KJ / Kgcom}$$

e in un'ora di funzionamento si avrà:

$$Q_f = 6340 \times 1850 = 11.729.380 \text{ KJ / h}$$

d) infine possiamo calcolare la temperatura dei fumi dalla reazione di combustione del metano: $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$

ricaviamo che occorrono $64/16 = 4$ Kg di O_2 / Kg di comb.

ossia $4.35 \times 4 = 17.40$ Kg di aria / Kg comb

con un eccesso d'aria del 15% si avrà l'aria effettiva:

$$A_e = A_t (1+e) = 17.40 \times (1+0.15) = 20 \text{ Kg di aria / Kg comb}$$

i fumi dalla combustione di 1 Kg di metano saranno $20 + 1 = 21$ Kg

quindi i fumi prodotti in un'ora: $\dot{m}_f = 21 \times 1850 = 38850 \text{ Kg / h}$

con il calore massico dei fumi fissato in 1.08 KJ/Kg°K si può ricavare la temperatura di questi:

$$t_f = t_a + \frac{Q_f}{\dot{m}_f \times c_{sf}} = 20 + \frac{11.729.380}{38850 \times 1.08} = 299^\circ\text{C}$$

Essendo questa temperatura molto alta possiamo pensare di utilizzare l'energia dei fumi in un preriscaldatore dell'aria di combustione.

10.0 MOTORI ENDOTERMICI ALTERNATIVI

10.1 GENERALITA'

I motori alternativi a combustione interna sono macchine che forniscono energia meccanica all'albero motore attraverso la combustione discontinua di un combustibile all'interno di un gruppo cilindro-pistone il cui moto alternativo è trasformato in moto rotatorio da un meccanismo di biella-manovella. La combustione avviene all'interno del fluido-motore e quindi questo una volta combusto deve essere espulso e rinnovato attraverso un apparato di distribuzione

Il ciclo può compiersi in due giri dell'albero motore o in un solo giro e quindi si parla rispettivamente di motori *a quattro tempi* e di motori *a due tempi*.

Un'altra classificazione dei motori è basata su come viene innescata la combustione. Si parla di motori ad *accensione comandata* quando avviene grazie ad una scintilla fatta scoccare fra due elettrodi, mentre si parla di *accensione graduale* se la temperatura raggiunta alla fine della compressione è tale da innescare la reazione di combustione.

Nei primi la miscela aria-combustibile viene in genere aspirata all'interno del cilindro, nei secondi il combustibile è iniettato nel cilindro pochi istanti prima dell'inizio della combustione.

10.2 GRANDEZZE CARATTERISTICHE

- PMS - punto morto superiore è il punto più alto raggiunto dal pistone all'interno del cilindro
- PMI - punto morto inferiore è il punto più basso raggiunto dal pistone all'interno del cilindro
- Alesaggio (D) - diametro del cilindro
- Corsa (c) - distanza percorsa dal pistone dal PMI al PMS corrisponde a 2 volte il raggio di manovella
- Cilindrata unitaria è il volume realizzato dallo spostamento del pistone $V_u = \frac{\pi D^2}{4} \cdot c$
- Cilindrata totale è la cilindrata unitaria per il numero dei cilindri $V = V_u \cdot i$
- Velocità media del pistone $v = 2 \cdot c \cdot n$

10.3 CICLI TERMODINAMICI TEORICI

Abbiamo visto che i due cicli utilizzati nei motori alternativi sono il ciclo Otto e il ciclo Diesel.

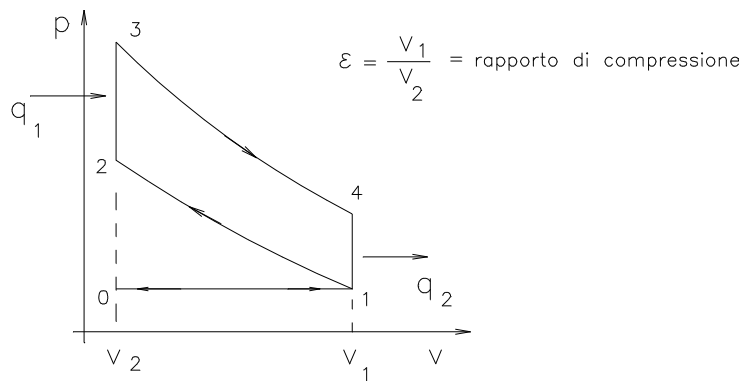
Nei motori a quattro tempi il ciclo di lavoro è composto da:

- Fase di aspirazione
- Fase di compressione

- Fase di combustione
- Fase di espansione
- Fase di scarico

I cicli teorici sotto riportati sono stati modificati introducendo le fasi di aspirazione e scarico per realizzare i motori a quattro tempi, cioè i motori che realizzano un ciclo in due giri dell'albero motore

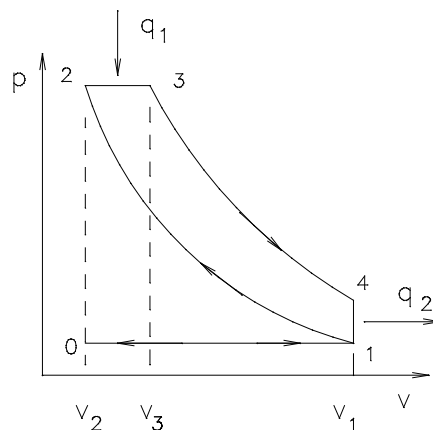
CICLO OTTO (per motori a benzina)



$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

Il rendimento del ciclo Otto dipende solo dal rapporto di compressione

CICLO DIESEL



$$\psi = \frac{v_3}{v_2} \text{ rapporto di combustione}$$

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \text{ rapporto dei compressione}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\psi^k - 1}{K(\psi - 1)}$$

Il rendimento del ciclo Diesel dipende dal rapporto di compressione e dal rapporto di combustione. Esso è maggiore del rendimento del ciclo Otto solo perché si adottano rapporti di compressione più elevati.

Il motore a combustione interna ha un rendimento assai scadente inferiore anche a quello Rankine, il fatto che si sia affermato nell'industria automobilistica è dovuto al fatto di essere un motore leggero e compatto: in altre parole ha un ottimo rapporto peso-potenza.

Il lavoro compiuto dal gas viene trasmesso all'albero motore attraverso il meccanismo di: pistone – biella – manovella. Il pistone scorre entro il cilindro che è provvisto di connessioni di ammissione e di scarico con le relative valvole e dell'alloggio delle candele di accensione nel caso di motore Otto e dell'iniettore per il motore Diesel.

10.4 GENERALITA' SULLA DINAMICA DEL MOTORE ALTERNATIVO

Dallo studio della dinamica del motore alternativo risulta che il momento motore è generato sia dalla pressione dovuta alla combustione, sia dalle forze d'inerzia alternative agenti sul pistone, che vengono trasmesse attraverso il manovellismo all'albero motore. Queste forze non sono continue ma variano nell'arco di un giro del motore per cui risulta che la velocità istantanea dell'albero varia entro certi limiti con continuità periodica. Questo fatto provoca una irregolarità di funzionamento.

Si definisce grado di irregolarità:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{med}}}$$

Il grado di irregolarità del motore alternativo deve essere inferiore ad un limite fissato (tabellato in genere sui manuali) e può essere influenzato in due modi:

- volano: è una massa rotante aggiunta all'albero motore (è in genere l'ingranaggio al quale viene dato l'avvio con il motorino d'avviamento) che assorbe l'energia cinetica eccedente del sistema nella fase di accelerazione e la restituisce quando il sistema tende a decelerare.
- sfasamento dei cilindri: la fase di accensione della miscela e quindi la successiva fase di espansione viene attivata nei vari cilindri non contemporaneamente ma con una successione da cilindro a cilindro che varia a seconda del numero dei cilindri e della disposizione degli stessi.

10.5 LAVORO – POTENZA – RENDIMENTI

- Si chiama lavoro ideale il lavoro che il ciclo teorico può cedere al motore
- Si chiama lavoro indicato il lavoro che il ciclo reale cede effettivamente agli organi meccanici

- Si chiama lavoro effettivo quello disponibile all'albero motore
- Si chiama *rendimento termico* il rapporto fra il lavoro indicato e quello ideale

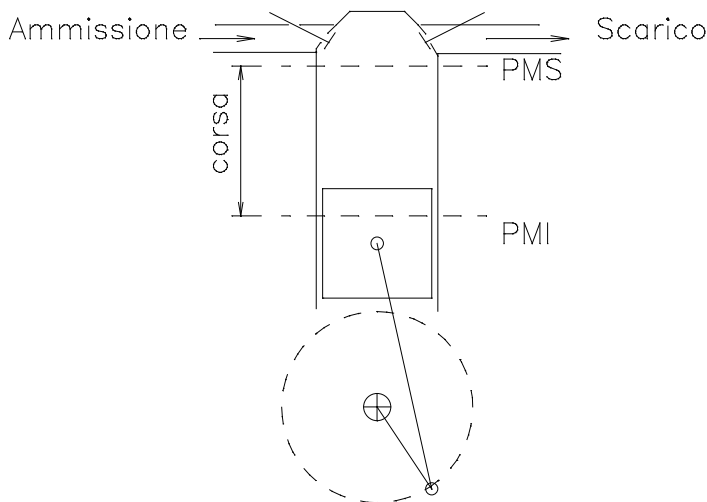
$$\eta_t = \frac{L_i}{L_{id}}$$

- Si chiama *rendimento meccanico o organico* il rapporto fra il lavoro effettivo e il lavoro indicato

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

Ne consegue che il rendimento globale del motore a combustione interna è dato dal prodotto:

$$\eta = \eta_t \eta_m$$



Il pistone compie il suo moto di va e vieni fra due limiti detti PMS (punto morto superiore) e PMI (punto morto inferiore). La distanza fra questi due punti si chiama corsa del pistone (c) e insieme all'area determinata dall'alesaggio (diametro del cilindro d) dà origine alla cilindrata:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot c$$

Alla fine della corsa di espansione i prodotti della combustione vengono espulsi attraverso la valvola di scarico e nella fase successiva si ha la corsa di aspirazione della miscela (Otto) o dell'aria (Diesel).

Se si descrive sul diagramma p,V un ciclo con la convenzione che sull'asse delle ascisse V indica il volume del cilindro mentre p , sull'asse delle ordinate, indica le pressioni del fluido, si chiama:

- pressione media l'ordinata media delle pressioni che fornisce la stessa area del ciclo teorico

e quindi lo stesso lavoro

- pressione media indicata p_{mi} la media delle pressioni del ciclo indicato (rilevato sperimentalmente con l'indicatore di Watt)

Il lavoro effettivo si ottiene con l'espressione:

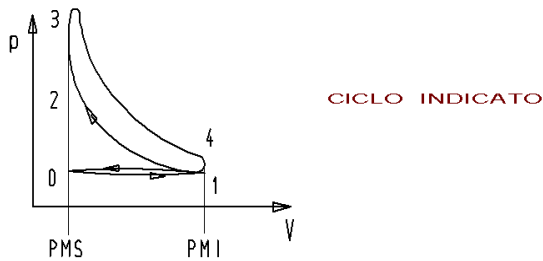
$$L_e = \eta_m p_{mi} V$$

e la potenza del motore è data da:

$$P_e = \eta_m p_{mi} V \frac{n}{60} \frac{1}{m}$$

dove $m=1$ nel motore a due tempi e $m=2$ nel motore a quattro tempi.

Se i motori, come avviene di solito sono pluricilindrici, l'espressione della potenza è ancora valida pensando V come cilindrata totale.



In genere l'efficienza dei motori viene misurata con una grandezza chiamata consumo specifico di combustibile la quale rappresenta il rapporto fra la massa di combustibile consumata in un'ora e l'energia utilizzata:

$$c_s = \frac{\dot{m}_c}{\eta \cdot p_{ci} \cdot \dot{m}_{cc}} = \frac{1}{\eta \cdot p_{ci}} \quad \text{kg/kJ}$$

se si vuole esprimere in gr/KWh come è in genere indicato sui manuali ricordando che un kWh = 3600 kJ/Kg

$$c_s = \frac{1 \cdot 3,6 \cdot 10^6}{\eta \cdot p_{ci}} \quad \text{gr/KWh}$$

10.6 ORGANI CHE COSTITUISCONO I MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

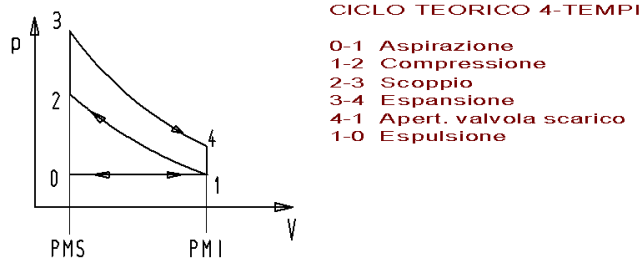
I motori destinati all'autotrazione sono costituiti dai seguenti organi:

- il monoblocco costituito essenzialmente dal basamento che è la base di supporto di tutti gli organi del motore
- l'albero a gomiti che comprende tutte le manovelle dei pistoni
- i cilindri chiusi nella parte superiore dalla testata
- i pistoni azionati dalla bielle
- le bielle che in basso sono incernierate all'albero a gomiti mediante il piede di biella e sono incernierate in alto ai pistoni mediante lo spinotto

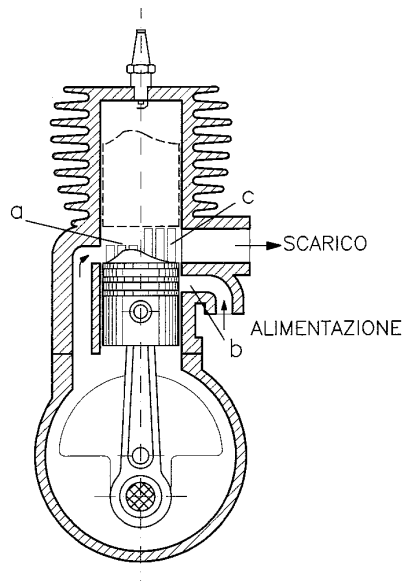
I motori si distinguono poi in motori a 4 tempi e motori a 2 tempi e fra quelli ad accensione comandata e quelli ad accensione spontanea.

• motori a 4 tempi ad accensione comandata hanno i seguenti organi specifici:

- il circuito di alimentazione del carburante costituito dalla pompa di alimentazione e dal carburatore che ormai è stato sostituito dagli iniettori;
Con gli iniettori si attua il controllo della quantità di carburante immessa nel motore. L'iniettore è costituito da un corpo e da uno spillo solidale con un ancoretta magnetica. Lo spillo è tenuto premuto nella sede da una molla il cui carico è registrabile. Nella parte posteriore c'è l'avvolgimento. Gli impulsi di comando provenienti dalla centralina elettronica creano un campo magnetico che attrae l'ancoretta e determina l'apertura dell'iniettore. La quantità di carburante che passa dipende solo dal tempo di apertura dell'iniettore che viene determinato dalla centralina, in funzione delle condizioni di utilizzo del motore. Il carburante alla pressione di 3bar, all'uscita dall'ugello si polverizza formando un cono.
- il sistema elettrico costituito dalla bobina, dallo spinterogeno e dalla candela è oggi sostituito da un sistema elettronico che elimina bobina e spinterogeno e presenta innegabili vantaggi quali. assenza di manutenzione, funzionamento fino ai più alti numeri di giri (30000), anticipo della accensione regolata una sola volta in fase di messa a punto e tensione di accensione costante e quindi intensità della scintilla praticamente costante.
- il circuito di distribuzione costituito dalle valvole di aspirazione e scarico comandate dall'albero a camme.



i motori a 2 tempi ad accensione comandata hanno differenziale dai motori 4 tempi solo il circuito di distribuzione in quanto il ciclo si compie in un giro dell'albero motore quindi mancano le fasi 0-1 e 1-0. Per realizzare ciò il carter sotto il cilindro è chiuso e il sistema di distribuzione è formato da luci praticate sulle pareti del cilindro dette luci di lavaggio quelle che immettono la miscela nel cilindro; luci di ammissione quelle che immettono la miscela nel carter perché venga compressa; luci di scarico quelle che servono per l'espulsione dei prodotti esausti della combustione.



- i motori a 4 e 2 tempi ad accensione per compressione differiscono da quelli ad accensione comandata soprattutto nel circuito di alimentazione del combustibile che costituito dalla pompa di iniezione e dagli iniettori ma anche dal circuito elettrico in quanto non esiste più la candela : esiste però una resistenza di riscaldamento del combustibile chiamata impropriamente candeletta.

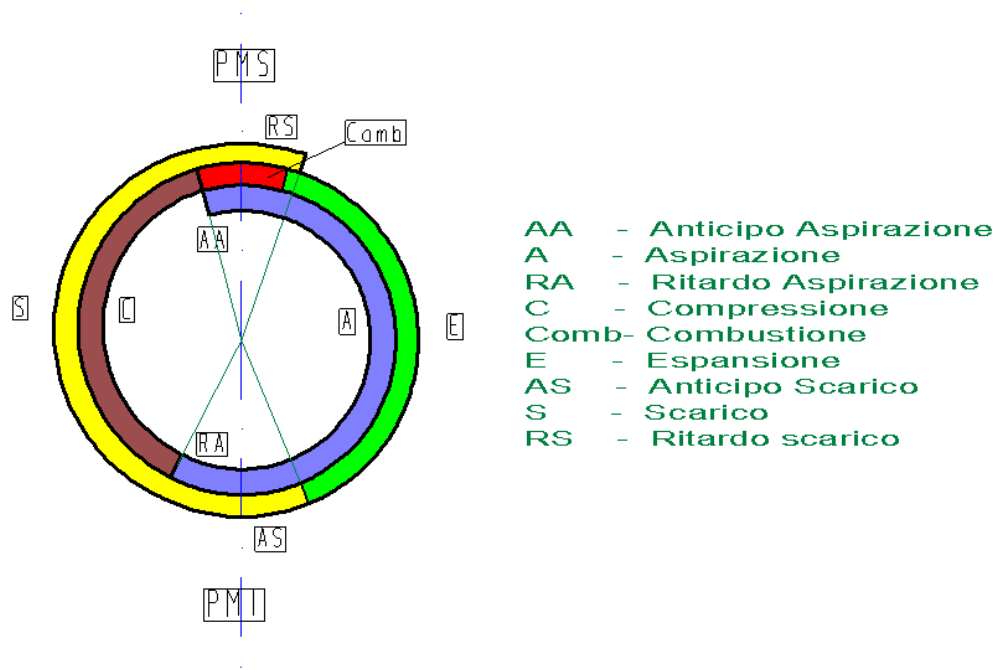
Altri accessori sono la pompa di lubrificazione, la pompa dell'acqua di raffreddamento del radiatore nel caso il sistema di raffreddamento non sia ad aria come nella gran parte delle motociclette.

I cicli teorici rappresentati presentano scostamenti rispetto ai diagrammi di funzionamento per tanti motivi: innanzi tutto nei cicli si parla di gas ideali e i piani di rappresentazione sono p,v mentre nei diagrammi reali si hanno miscele di gas non ideali e il volume non è

specifico ma riferito alla quantità di massa del fluido immesso nel cilindro; le fasi di compressione ed espansione sono delle politropiche e non adiabatiche; le stesse trasformazioni a volume costante non sono tali per la meccanica di apertura e chiusura delle valvole, le fasi di aspirazione e scarico non sono a pressione costante ma lo scarico avviene in sovrappressione e l'aspirazione in depressione. Inoltre la distribuzione prevede anticipi e ritardi che modificano ulteriormente i diagrammi.

10.7 DIAGRAMMA DELLA DISTRIBUZIONE

Per tener conto dei ritardi nel moto del fluido, sia in ingresso del cilindro, sia allo scarico l'apertura e la chiusura delle valvole viene anticipata e posticipata come nel diagramma. Da notare che in certo tempo si ha la contemporanea apertura delle valvole



10.8 COMMON RAIL

Sistema d'iniezione del gasolio e della benzina che, similmente a quanto accade per i motori a iniezione di benzina tradizionali, dove però la pressione è solo di pochi bar, si avvale di una pompa elettrica ad alta pressione (da 1.000 fino a oltre 1.500) e di un unico condotto (rampa comune = common rail) per collegare la pompa stessa a tutti i singoli iniettori elettromagnetici o piezoelettrici (più efficienti) comandati ciascuno elettronicamente per l'istante di inizio e la durata dell'iniezione con ugelli piccolissimi (fino a 7 per iniettore, grandi meno di 200 micron - 0,2 mm - per una grande polverizzazione).

Nei diesel convenzionali invece è la velocità di rotazione del motore che regola la pressione agli iniettori e inoltre pressione e iniezione sono vincolate: cioè la pressione sale e contemporaneamente avviene l'iniezione.

Vantaggi del common rail:

- possibilità di iniezioni multiple
- alta pressione anche ai bassi regimi
- grande polverizzazione e dispersione del combustibile e conseguente aumento della coppia (può persino raddoppiare)
- riduzione della rumorosità agli iniettori, tipica dell'iniezione diretta del Diesel
- riduzione dei consumi e delle emissioni.
- libertà di posizionamento e dimensione degli iniettori permettono collocazione ottimale degli stessi e delle valvole
- allontanamento dei fenomeni di "colpo d'ariete" verificabili nei lunghi condotti individuali che vanno dalla pompa agli iniettori;
- Riduzione della fumosità allo scappamento. Il fumo del diesel è generato soprattutto quando fluttua la pressione di iniezione cioè in particolare durante i cambi marcia, quando, con le pompe tradizionali il motore sale e scende di giri: col common rail la pressione rimane costante.
- Riduzione del rumore. Ciò è ottenuto iniettando una prima quantità pilota di preriscaldamento (meno di un milligrammo in alcune decine di microsecondi) e una seconda principale.
- E' in realizzazione anche una post-iniezione per alimentare il catalizzatore e ridurre gli NOx. Comunque si possono fare anche iniezioni multiple (Multijet*) per migliorare consumi, emissioni e rumorosità a tutti i regimi e con consistente aumento della pressione media effettiva*.

Il common rail può essere installato anche sui motori già esistenti col sistema tradizionale. Il common rail è anche il sistema previsto per l'iniezione diretta della benzina, con pompa da 50 a 150 bar. La centralina elettronica di comando riceve informazioni da: regolatore di pressione, pompa di alimentazione (che alimenta a bassa pressione -10 bar- la pompa di alta pressione), sensore di acceleratore, sensore di regime motore, sensore di posizione delle camme, sensore di pressione del combustibile, sensore di temperatura del gasolio, sensore di temperatura dell'acqua, sensore di temperatura dell'aria immessa e sensore di pressione di sovralimentazione. E' il sistema CRS (Common Rail System).

Dal punto di vista ecologico la possibilità di polverizzare il combustibile e iniettarlo in più fasi consente di avere, rispetto a un Diesel tradizionale a pompa meccanica, il 20% in meno di CO₂, il 40% in meno di CO, il 50% in meno di HC il 60% in meno di ceneri e il 50% in meno di potenziale di formazione di ozono.

La pompa consuma fino a 3 kW. La presenza di eventuale acqua nel gasolio danneggia rapidamente gli iniettori del common rail per cui è assolutamente necessario evitarla con speciali filtri che risultino attivi anche alle alte portate necessarie per il raffreddamento del collettore di alimentazione

CAPITOLO 11

11.0 MOTORI ENDOTERMICI ROTATIVI

11.1 GENERALITA'

La caratteristica dei motori a combustione interna alternativi è costituita dalla presenza dei pistoni che hanno un moto rettilineo alternato e questo deve essere trasformato in moto rotatorio attraverso il meccanismo di biella-manovella (albero a gomito).

Se si potesse eliminare questo movimento alternativo ne deriverebbe una semplificazione meccanica, non ci sarebbero più le forze d'inerzia dovute alle masse soggette al moto alternativo. La presenza di queste forze che dipendono oltre che dalle masse in moto anche dal quadrato del numero di giri ($F = m \times \omega^2 \times r$) sono fastidiose perché creano sollecitazioni variabili, sono la fonte delle vibrazioni, limitano la crescita dei giri di rotazione dei motori, comportano riduzione del rendimento.

Da notare che le turbine a gas avendo organi solo rotanti non hanno i problemi dei motori alternativi.

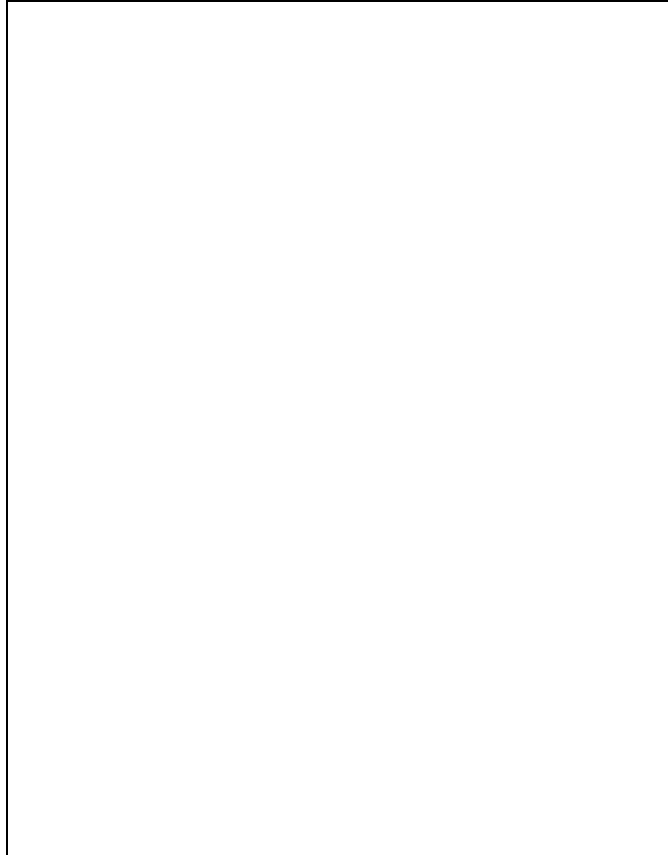
Nel 1957 un ingegnere tedesco F. Wankel realizzò il primo motore rotativo funzionante, nato da una sua idea risalente al 1954.

La realizzazione di Wankel venne esaminata e testata ma nessuna casa automobilistica vi investì perché risultarono subito evidenti alcune problematiche di difficile soluzione. Dopo alcuni anni in cui vennero introdotti nuovi accorgimenti nel 1964 la Mazda iniziò una produzione che però dopo alcuni anni fu abbandonata sempre per problemi tecnici.

Negli ultimi anni il motore Wankel, grazie allo sviluppo di nuove tecnologie che hanno consentito la produzione di materiali altamente resistenti alla usura, è stato ripreso in considerazione anche da altre case automobilistiche. Comunque la Mazda che ha realizzato e commercializzato circa un milione di vetture munite di questo propulsore è in prima posizione avendo anche realizzato un prototipo alimentato a idrogeno che sembra verrà prodotto di serie nel 2010.

11.2 CARATTERISTICHE E CICLO DI FUNZIONAMENTO

Il "cilindro" del motore Wankel (più propriamente, lo *statore*) è in effetti un cilindro ovale, munito di intercapedini sulla parete esterna per la circolazione dell'acqua di raffreddamento, che ospita un rotore di forma approssimativamente triangolare, la cui rotazione produce continuamente tre "camere"; allargandole e restringendole durante il moto, crea la parte "piatta" del rotore, creando così la compressione per lo scoppio.

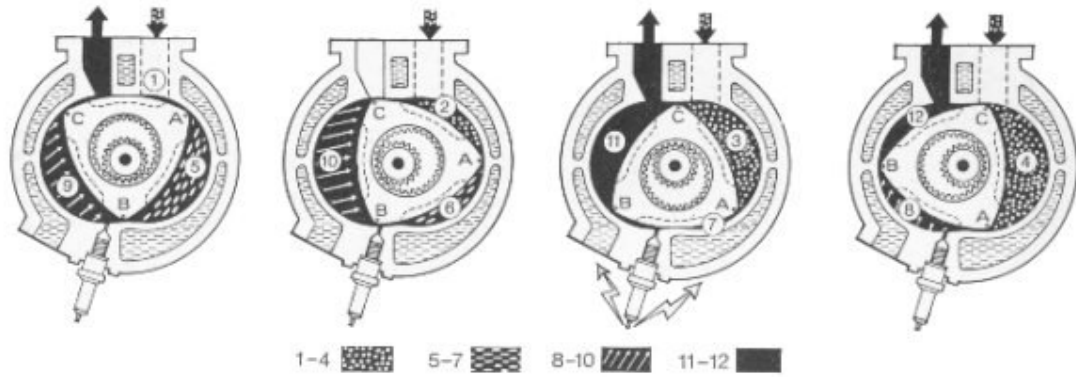


Il rotore mantiene separate le tre camere "strisciando" sulla parte interna dello statore e muovendo *direttamente* l'albero motore che sta al suo centro. Il punto delicato è proprio la realizzazione movimento del rotore che strisciando con gli spigoli contro la cassa deve garantire la tenuta senza eccessive pressioni e comunque contenendo l'usura. Ad ogni giro del rotore corrispondono tre giri dell'albero motore ed ognuna delle tre camere compie un intero ciclo in un giro.

Non ci sono valvole, albero a camme, cinghie, etc, e - ad eccezione degli attriti dovuti allo strisciamento - tutta la potenza prodotta è scaricata sull'albero motore.

Le fasi di aspirazione , compressione, combustione ed espansione, espulsione si svolgono con continuità secondo lo schema sotto rappresentato.

1-4 Aspirazione; 5-7 Compressione; 8-10 Combustione ed Espansione; 11-12 Espulsione



La leggerezza del motore, la sua semplicità costruttiva, i bassi livelli di inquinamento (il motore della Mazda rientra tranquillamente in Euro4) , la capacità di raggiungere elevati giri di rotazione con una notevole silenziosità, il bilanciamento pressoché perfetto, fanno intuire che questo motore possa avere un futuro di successo, specie con il miglioramento dei materiali e le resistenze alle alte temperature degli organi di tenuta sistemati sugli spigoli del rotore.

Tabelle

Valori dell'acqua

t temperatura p pressione ρ densità c calore massico λ conduttività ν viscosità cinematica Pr numero di Prandtl

t °C	p bar	ρ kg/m ³	c kJ/(kg K)	λ W/(m kg)	ν m ² /s	Pr ----
0	1	999,8	4,217	0,562	1,792	13,44
10	1	999,8	4,192	0,582	1,308	9,42
20	1	999,3	4,182	0,600	1,004	6,99
30	1	995,8	4,178	0,615	0,801	5,42
40	1	992,3	4,179	0,629	0,658	4,34
50	1	988,1	4,181	0,641	0,554	3,57
60	1	983,2	4,185	0,651	0,475	3,00
70	1	977,7	4,190	0,660	0,414	2,57
80	1	971,4	4,196	0,667	0,365	2,23
90	1	965,1	4,205	0,673	0,326	1,97
100	1,013	958,1	4,216	0,677	0,294	1,76
120	1,985	942,8	4,245	0,683	0,246	1,44
140	3,614	925,9	4,285	0,685	0,212	1,23
160	6,180	907,3	4,339	0,682	0,187	1,08
180	10,027	886,9	4,408	0,674	0,168	0,98
200	15,551	864,7	4,497	0,663	0,154	0,91
220	23,201	840,4	4,614	0,648	0,144	0,85
240	33,480	813,6	4,770	0,629	0,136	0,84
260	46,940	783,9	4,986	0,606	0,129	0,83
280	64,191	750,5	5,296	0,578	0,124	0,86
300	85,917	712,2	5,773	0,545	0,120	0,91
320	112,900	666,9	6,586	0,506	0,117	1,02
340	146,079	610,2	8,270	0,461	0,115	1,26
360	186,737	528,3	14,987	0,412	0,114	2,19
374	220,64	322	∞	0,830	0,122	∞

Calore massico medio c_{pm} dei gas in (kJ/(kg K))

Temperatura in °C	Aria	H ₂	N ₂	O ₂	CO	CO ₂	SO ₂
0	1,004	14,38	1,039	0,9084	1,039	0,8205	0,607
100	1,007	14,40	1,041	0,9218	1,041	0,8689	0,637
200	1,013	14,42	1,044	0,9355	1,046	0,9122	0,663
300	1,020	14,45	1,049	0,9500	1,054	0,9510	0,687
400	1,029	14,48	1,057	0,9646	1,064	0,9852	0,707
600	1,050	14,55	1,076	0,9926	1,087	1,043	0,740
800	1,072	14,64	1,098	1,016	1,110	1,089	0,765
1000	1,092	14,78	1,118	1,035	1,131	1,126	0,784
1200	1,109	14,94	1,137	1,051	1,150	1,157	0,798
1400	1,124	15,12	1,153	1,065	1,166	1,183	0,810
1600	1,138	15,30	1,168	1,077	1,180	1,206	0,820
1800	1,151	15,48	1,181	1,089	1,193	1,225	0,829
2000	1,162	15,65	1,192	1,099	1,204	1,241	0,837
2200	1,172	15,82	1,202	1,109	1,214	1,256	0,896
2500	1,185	16,07	1,215	1,123	1,226	1,275	0,899

Tabella del vapor d'acqua saturo

p pressione t temperatura v' volume massico della fase liquida v'' volume massico della fase vapore
 r entalpia di evaporazione h' entalpia della fase liquida h'' entalpia della fase vapore
 s' entropia della fase liquida s'' entropia della fase vapore

p [bar]	t [°C]	v' [dm ³ /kg]	v'' [m ³ /kg]	h' [kJ/kg]	h'' [kJ/kg]	r [kJ/kg]	s' [kJ/kg K]	s'' [kJ/kg K]
0,01	6,98	1,0001	129,2	29,35	2513,4	2484,0	0,1061	8,9734
0,02	17,51	1,0012	67,02	73,45	2532,7	2459,3	0,2607	8,7214
0,03	24,10	1,0026	45,68	100,97	2544,7	2443,8	0,3543	8,5754
0,04	28,98	1,0040	34,81	121,36	2553,6	2432,3	0,4223	8,4725
0,05	32,90	1,0052	28,20	137,81	2560,7	2423,0	0,4761	8,393
0,06	36,19	1,0064	23,75	152,42	2566,7	2415,2	0,5206	8,3283
0,07	39,03	1,0074	20,54	163,28	2571,8	2408,5	0,5588	8,2737
0,08	41,54	1,0084	18,11	173,76	2576,3	2402,5	0,5922	8,2266
0,09	43,79	1,0094	16,21	183,16	2580,3	2397,1	0,6220	8,1851
0,1	45,84	1,0102	14,68	191,71	2583,9	2392,2	0,6489	8,1480
0,2	60,09	1,0173	7,652	251,28	2608,9	2357,6	0,8316	7,9060
0,4	75,89	1,0266	3,944	317,46	2635,7	2318,3	1,0255	7,6667
0,6	85,95	1,0344	2,732	359,73	2652,2	2292,5	1,1449	7,5280
0,8	93,51	1,0389	2,087	391,53	2664,3	2272,7	1,2324	7,4300
1,0	99,63	1,0437	1,694	417,33	2673,8	2256,5	1,3022	7,3544
1,1	102,32	1,0445	1,549	428,84	2679,6	2250,8	1,3330	7,3277
1,2	104,81	1,0476	1,428	439,36	2683,4	2244,1	1,3609	7,2984
1,4	109,32	1,0513	1,236	458,42	2690,3	2231,9	1,4109	7,2465
1,6	113,32	1,0547	1,091	475,38	2696,2	2220,9	1,4550	7,2017
1,8	116,93	1,0579	0,9772	490,70	2701,5	2210,8	1,4944	7,1622
2,0	120,23	1,0608	0,8854	504,70	2706,3	2201,6	1,5301	7,1268
2,5	127,43	1,0675	0,7184	535,34	2716,4	2181,0	1,6071	7,0520
3,0	133,54	1,0735	0,6056	561,43	2724,7	2163,2	1,6716	6,9909
4,0	143,62	1,0839	0,4622	604,67	2737,6	2133,0	1,7764	6,8943
5,0	151,84	1,0928	0,3747	640,12	2747,5	2107,4	1,8604	6,8192
6,0	158,84	1,1009	0,3155	670,42	2755,5	2085,0	1,9308	6,7575
8,0	170,41	1,1150	0,2403	720,94	2797,5	2046,5	2,0457	6,6596
10,0	179,88	1,1274	0,1943	762,61	2776,2	2013,6	2,1382	6,5828
20	212,37	1,1766	0,0995	908,59	2797,2	1888,6	2,4469	6,3367
30	233,84	1,2163	0,0666	1008,4	2802,3	1793,9	2,6455	6,1837
40	250,33	1,2521	0,0498	1087,4	2800,3	1712,9	2,7965	6,0685
50	263,91	1,2858	0,0394	1154,5	2794,2	1639,7	2,9206	5,9735
60	275,55	1,3187	0,0324	1213,6	2785,0	1571,3	3,0273	5,8908
80	294,97	1,3842	0,0235	1317,1	2759,9	1442,8	3,2076	5,7471
100	310,96	1,4526	0,0180	1408,0	2727,7	1319,7	3,3605	5,6198
120	324,65	1,5268	0,0143	1491,8	2689,2	1197,4	3,4972	5,5002
140	336,64	1,6106	0,0115	1571,7	2642,4	1070,7	3,6242	5,3803
160	347,33	1,7103	0,0093	1650,5	2584,9	934,3	3,7471	5,2531
180	356,96	1,8399	0,0075	1734,8	2513,9	779,1	3,8765	5,1128
200	365,70	2,0370	0,0059	1826,5	2418,4	591,9	4,0149	4,9412
220	373,69	2,6714	0,0037	2011,1	2195,6	184,5	4,2947	4,5799
221,20	374,15	0,00317		2107,4		0,0		4,4429

Tabella del vapore surriscaldato

p pressione t temperatura v volume specifico h entalpia s entropia

p	t	v	h	s	t	v	h	s
[bar]	[°C]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg°K]	[°C]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg°K]
1	100	1,696	2676,2	7,3618	300	2,639	3074,5	8,2166
	150	1,936	2776,3	7,6137	350	2,871	3175,6	8,3858
	200	2,172	2875,4	7,8349	400	3,102	3278,2	8,5442
	250	2,406	2974,5	8,0342	450	3,334	3382,4	8,6934
5	200	0,425	2855,1	7,0592	400	0,6172	3272,2	7,7948
	250	0,4744	2961,1	7,2721	450	0,6640	3377,2	7,9454
	300	0,5226	3064,8	7,4614	500	0,7108	3483,1	8,0879
	350	0,5701	3168,1	7,6343	550	0,7574	3591,8	8,2233
10	200	0,2059	2826,8	6,6922	400	0,3065	3264,4	7,4665
	250	0,2327	2943,0	6,9259	450	0,3303	3370,8	7,6190
	300	0,2580	3052,1	7,1251	500	0,3540	3478,3	7,7627
	350	0,2824	3158,5	7,3031	550	0,3775	3587,1	7,8991
25	250	0,08699	2879,5	6,4077	450	0,13004	3351,3	7,1763
	300	0,09893	3010,3	6,6470	500	0,13987	3461,7	7,3240
	350	0,10975	3128,2	6,8442	550	0,41958	3572,9	7,4633
	400	0,12004	3240,7	7,0178	600	0,15921	3685,1	7,5966
50	300	0,04530	2925,5	6,2150	450	0,06325	3317,5	6,8217
	350	0,05194	3071,2	6,4545	500	0,06849	3433,7	6,9770
	400	0,05779	3198,3	6,6508	550	0,07360	3549,0	7,1215
100	350	0,02242	2925,8	5,9489	500	0,03276	3374,6	6,5994
	400	0,02641	3099,9	6,2182	550	0,03560	3499,8	6,7564
	450	0,02974	3243,6	6,4243	600	0,03832	3622,7	6,9013
150	350	0,01146	2694,8	5,4467	500	0,02080	3310,6	6,3487
	400	0,01566	2979,1	5,8876	550	0,02291	3448,3	6,5213
	450	0,01845	3159,7	6,1468	600	0,02488	3579,8	6,6764
200	400	0,00995	2820,5	5,5585	550	0,01655	3394,1	6,3374
	450	0,01271	3064,3	5,9089	600	0,01816	3535,5	6,5043
	500	0,01477	3241,1	6,1456	650	0,01967	3671,1	6,6554
250	300	0,00135	1331,1	3,1916	500	0,01113	3165,9	5,9655
	350	0,00160	1625,1	3,6824	550	0,01272	3337,0	6,1801
	400	0,00601	2582,0	5,1455	600	0,01413	3489,9	6,3604
	450	0,00917	2954,3	5,6821	650	0,01542	3633,4	6,5203

Tabella del vuoto

" Hg	psia	bar	" Hg	psia	bar
0,5	0,2456	0,01694	3,5	1,7192	0,11858
1,0	0,4912	0,03388	4,0	1,9468	0,13552
1,5	0,7368	0,05082	5,0	2,4560	0,16940
2,0	0,9824	0,06776	6,0	2,9472	0,20328
2,5	1,228	0,08470	8,0	3,9296	0,27104
3,0	1,4736	0,10164	10,0	4,9120	0,33880

Valori dell'atmosfera normale

Quota H m	Temperatura		Densità	Pressione	Velocità sonica	
	t °C	T K	ρ kg/m ³	p bar	c m/s km/h	
0	15,0	288,0	1,225	1,015	341	1'230
1'000	8,5	281,5	1,111	0,895	337	1'210
2'000	2,0	275,0	1,006	0,792	333	1'200
3'000	- 4,5	268,5	0,909	0,700	329	1'180
5'000	- 17,5	255,5	0,736	0,538	322	1'160
8'000	- 37,0	236,0	0,525	0,356	309	1'110
10'000	- 50,0	223,0	0,412	0,263	300	1'080
12'000	- 56,5	216,5	0,310	0,197	296	1'070
15'000	- 56,5	216,5	0,193	0,120	296	1'070
30'000	- 56,5	216,5	0,018	0,011	296	1'070

Grandezze fisiche dei corpi solidi

	Densità	Temperatura di fusione	Calore di fusione	Temperatura di ebollizione	Calore di evaporazione
	ρ kg/m ³	t_f °C	c_f kJ/kg	t_s °C	r kJ/kg
Alluminio	2'700	658	355,9	2'270	11'723
Argento	10'500	960,5	104,7	1'950	2'512
Cromo	7'100	1'800	293,1	2'400	6'155
Ferro	7'860	1'530	272,1	2'500	6'634
Nichelio	8'900	1'455	293,1	3'000	6'196
Oro	19'290	1'063	67,0	2'700	1'758
Piombo	11'340	327,3	23,9	1'730	921
Platino	21'450	1'773	113,0	3'800	2'512
Silicio	2'330	1'410	-	2'350	14'068
Stagno	7'280	231,9	58,6	2'300	2'596
Volframio	19'300	3'380	251,2	5'000	4'815
Zinco	7'130	419,4	112,2	907	1'800

Grandezze fisiche dei liquidi

	Formula	Massa molare.	Densità	Temp. di fusione	Calore di fusione	Temp. di ebolliz.	Calore di evaporaz.	Cal.mass. (a 20°C)
		M kg/kmol	ρ kg/m ³	t_f °C	c_f kJ/kg	t_s °C	r kJ/kg	c kJ/(kgK)
Acetone	C ₃ H ₆ O	58,08	791	- 94,3	96,3	56,1	523,3	2,16
Acido acetico	C ₂ H ₄ O ₂	60,05	1'049	16,7	194,3	118	406,1	2,03
Acido solforico	H ₂ SO ₄	98,08	1'834	10,5	108,86	-	-	1,38
Alcool etilico	C ₂ H ₆ O	46,07	789,5	- 114,5	104,7	78,3	841,5	2,47
Alcool metilico	CH ₄ O	32,04	792	- 98	100,5	64,5	1'101,1	2,47
Acqua	H ₂ O	18,02	998,2	0	332,4	100	2'257,1	4,18
Benzolo	C ₆ H ₆	78,11	879	5,5	127,3	80,1	395,7	1,74
Bromo	Br ₂	159,83	3'120	- 7,3	67,8	58,8	180,0	0,46
Cloroformio	CHCl ₃	119,39	1'489	- 63,5	79,6	61,2	247,0	0,97
Glicerina	C ₃ H ₈ O ₃	92,09	1'206	18	200,5	290	-	2,43
Mercurio	Hg	200,61	13'545,7	- 38,8	11,7	357	301,5	0,139
Olio di trementina	C ₁₀ Hg ₁₆	136,22	855	- 10	-	160	293,1	1,80

Combustibili

Combustibile	Aria teorica m ³ /kg	Eccesso d'aria λ	Massa volumica kg/m ³	Entalpia di reazione restante MJ/kg
Legno	3,7	2,5	320 ÷ 420	14,3
Torba	3,9	2,5	350 ÷ 600	16,1
Ligniti	4,5 ÷ 6	2,5	400 ÷ 700	10,5 ÷ 16,1
Litantraci	7,6 ÷ 8,8	1,3 ÷ 1,6	720 ÷ 850	29 ÷ 32
Antraciti	8,4	1,2 ÷ 1,5	750 ÷ 870	30,7
Cocke	8,2	1,3 ÷ 1,6	500 ÷ 700	30
Rifiuti urbani	4,9 ÷ 6,9	1,4 ÷ 2,5	350 ÷ 600	7 ÷ 12
Petrolio greggio	11,8	1,3	770 ÷ 830	41,9
Benzolo	10,8	1,4	884	42,1
Benzina auto	12,2	1,3	720	43,5
Kerosene	12,1	1,3	790	43,6
Gasolio	11,6	1,3	870	43,5
Mazout	11,4	1,3	910	41,8
Nafta	10,8 ÷ 11,2	1,3	960	41,2
Olio combustibile	11,3	1,3	880	40,1 ÷ 40,9
Metano	14	1,15	0,717	50
Gas naturale	5,7	1,15	0,780	46,5
Propano	12,7	1,15	2,020	46,4
Butano	12,6	1,15	2,700	45,8

Entalpie di reazione c_{po} , c_{pi} di sostanze chimiche

M massa molare, V_m volume molare in condizioni normali (pressione $p = 1,013$ bar, temperatura $t = 25$ °C)

C	Carbonio	CH ₄	Metano	C ₃ H ₈	Propano
CO	Monossido di carbonio	C ₂ H ₄	Etilene	C ₄ H ₁₀	Butano
H ₂	Idrogeno	C ₂ H ₆	Etano	C ₆ H ₆	Benzolo
S	Zolfo				

	M kg kmol	V_m m ³ kmol	Entalpia di reazione totale c_{po}			Entalpia di reazione restante c_{pi}		
			MJ kmol	MJ kg	MJ m ³	MJ kmol	MJ kg	MJ m ³
C	12,01	-	393,5	32,76	-	393,5	32,76	-
CO	28,01	22,40	283,0	10,10	12,63	283,0	10,10	12,63
H ₂	2,02	22,43	285,9	141,80	12,75	241,8	119,99	10,78
S	32,06	-	296,6	9,25	-	296,6	9,25	-
CH ₄	16,04	22,36	890,4	55,50	39,82	802,3	50,02	35,89
C ₂ H ₄	28,05	22,25	1411	50,30	63,43	1323	47,16	59,48
C ₂ H ₆	30,07	22,19	1560	51,88	70,29	1428	47,49	64,35
C ₃ H ₈	44,10	21,93	2220	50,35	101,23	2044	46,36	93,21
C ₄ H ₁₀	58,12	21,46	2879	49,53	134,13	2658	45,74	123,88
C ₆ H ₆	78,11	-	3268	41,84	-	3135	40,14	-

Grandezze fisiche dei gas

	Formula	Massa molare	Costante dei gas	Densità a 0°C/1,013 bar	Calore massico a volume costante	Calore massico a pressione costante	Esponente dell'adiabat.
		M kg kmol	R J kg K	ρ kg m ³	c_v kJ kg K	c_p kJ kg K	k
Ammoniaca	NH ₃	17,03	488,3	0,771	1,565	2,055	1,31
Anidride carb.	CO ₂	44,01	188,8	1,977	0,632	0,821	1,30
An. solforosa	SO ₂	64,06	129,8	2,926	0,477	0,607	1,40
Aria	-	28,96	287,0	1,293	0,719	1,006	1,40
Azoto	N ₂	28,02	296,7	1,251	0,743	1,039	1,40
Elio	He	4,00	2079,0	0,179	3,160	5,236	1,66
Idrogeno	H ₂	2,02	4121,7	0,090	10,26	14,38	1,41
Metano	CH ₄	16,04	518,8	0,717	1,632	2,156	1,30
Monossido di C	CO	28,01	296,5	1,250	0,743	1,039	1,40
Ossigeno	O ₂	32,00	259,8	1,429	0,649	0,908	1,40

Calori massici medi dei gas ideali tra $t = 0$ e t °C in (kJ/(kg K))

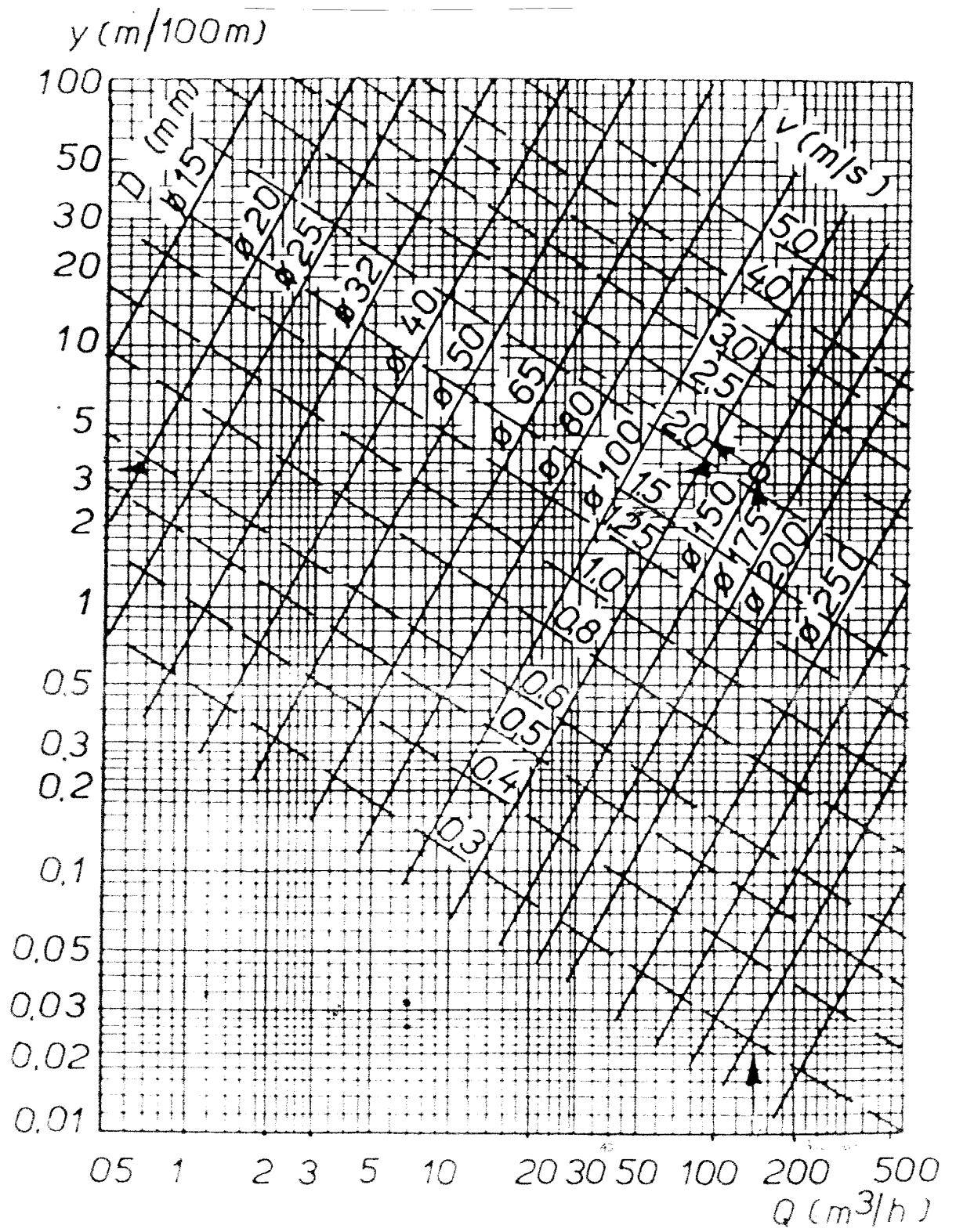
t °C	H ₂	N ₂	O ₂	Aria	CO	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	CH ₄
0	14,195	1,039	0,915	1,004	1,040	0,815	1,859	0,607	2,165
100	14,353	1,040	0,923	1,006	1,042	0,866	1,873	0,636	2,294
200	14,421	1,043	0,935	1,012	1,046	0,910	1,894	0,662	2,458
300	14,446	1,049	0,950	1,019	1,054	0,949	1,919	0,687	2,635
400	14,477	1,057	0,965	1,028	1,063	0,983	1,948	0,708	2,816
500	14,509	1,066	0,979	1,039	1,075	1,013	1,978	0,724	2,991
600	14,542	1,076	0,993	1,050	1,086	1,040	2,009	0,737	3,159
700	14,587	1,087	1,005	1,061	1,098	1,064	2,042	0,754	3,331
800	14,641	1,097	1,016	1,071	1,109	1,085	2,075	0,762	3,485
900	14,706	1,108	1,026	1,081	1,120	1,104	2,110	0,775	3,636
1000	14,776	1,118	1,035	1,091	1,130	1,122	2,144	0,783	3,771
1500	15,502	1,160	1,071	1,131	1,173	1,189	2,305		
200	15,649	1,191	1,099	1,161	1,203	1,233	2,442		
2500	16,064	1,214	1,123	1,184	1,226	1,264	2,554		

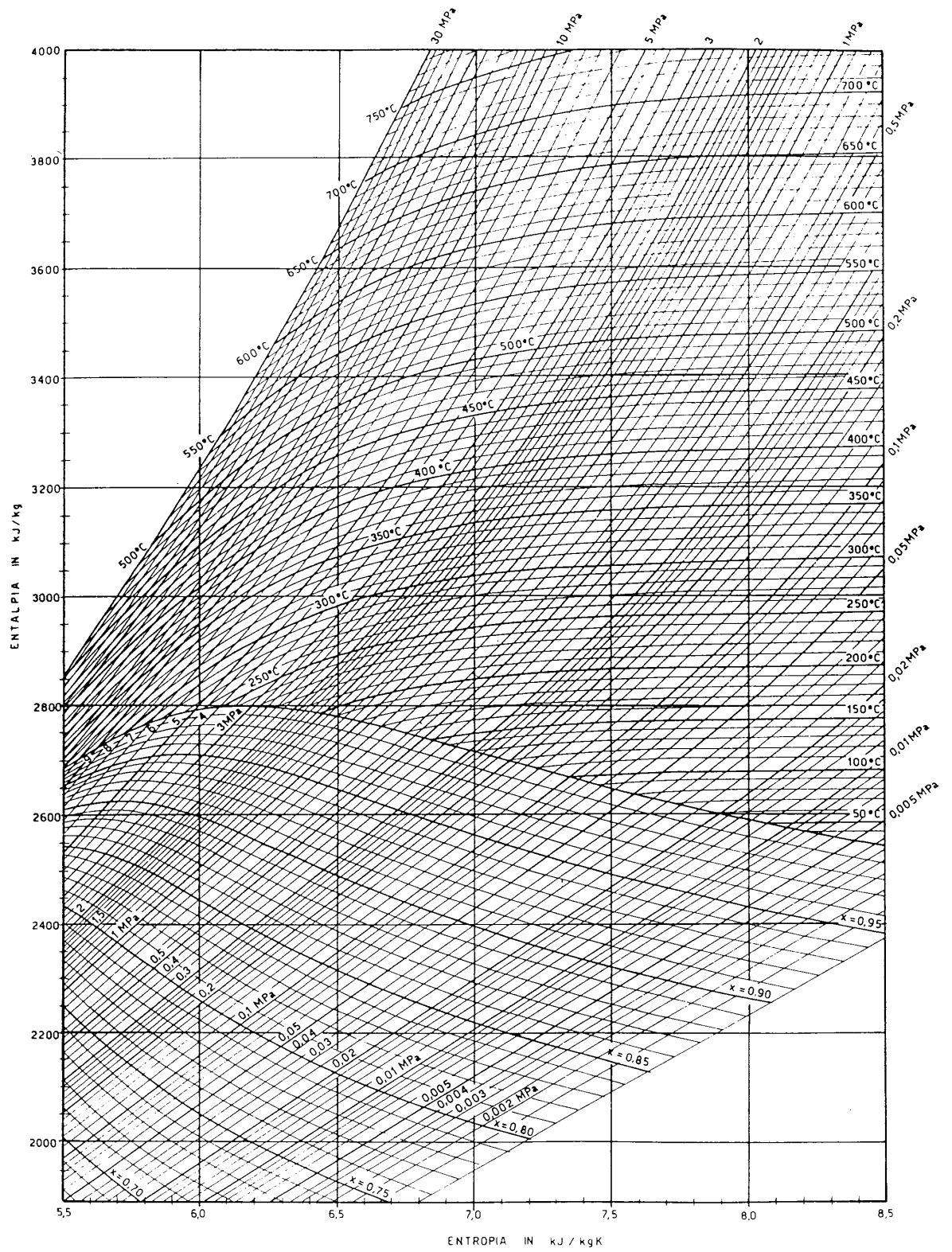
Esponente dell'isoentropica $k = c_p/c_v$

Temperatura °C		0	100	200	400	600	800	1000
Anidride carbonica	CO ₂	1,31	1,26	1,23	1,20	1,19	1,18	1,17
Azoto	N ₂	1,40	1,40	1,39	1,37	1,35	1,33	1,32
Idrogeno	H ₂	1,41	1,40	1,40	1,39	1,38	1,37	1,36
Ossigeno	O ₂	1,40	1,38	1,37	1,34	1,32	1,31	1,30
Vapor d'acqua	H ₂ O	1,33	1,32	1,31	1,28	1,26	1,24	1,23

Fluidi frigoriferi

Nome	Formula	Sigla	M	t_e	t_g	t_k	p_k	r	c	ρ
			kg/kmol	°C	°C	°C	bar	kJ/kg	kJ/kg°C	kg/m ³
Freon 11	CFCl ₂	R 11	137,4	23,8	-111	198,0	44,0	182,2	0,87	1,49
Freon 12	CF ₂ Cl ₂	R 12	120,9	-29,8	-158	112,0	41,6	166,0	0,854	1,33
Freon 13	CF ₃ Br	R 13	148,9	-57,8	-168	67,0	39,8	118,2	0,682	1,57
Freon 22	CHF ₂ Cl	R 22	86,5	-40,8	-160	96,2	49,9	234,7	1,089	1,21
Freon 500	(miscuglio)	R 500	99,3	-33,5	-159	105,5	44,3	201,3	1,214	1,17
Freon 502	(miscuglio)	R 502	111,6	-45,6	-160	82,2	40,8	172,6	1,277	1,24





ESAME DI STATO ISTITUTO PROFESSIONALE – ANNO 2000
 INDIRIZZO: T.I.M.
 TEMA DI: MACCHINE A FLUIDO

Si deve installare una turbina idraulica da accoppiare ad un generatore elettrico sincrono.
 Si hanno i seguenti dati:

- Portata dell'acqua $Q=2000\text{lt/s}=2\text{m}^3/\text{s}$
- Salto netto $H = 250 \text{ m}$

Il candidato, dopo aver assunto con giustificato criterio i dati occorrenti:

1. motivi la scelta della tipologia e delle principali caratteristiche della turbina
2. determini:
 - il diametro della girante
 - il diametro del getto
 - le dimensioni delle palette
3. esegua lo schema a blocchi dell'impianto



1. Le caratteristiche di portata e di salto fanno propendere per una turbina ad azione di tipo Pel ton.

A tale scopo fissiamo un numero di coppie polari del generatore sincrono pari a 6 e andiamo a calcolare il numero di giri della turbina che come è noto giri è legato alla frequenza della corrente prodotta e al numero di coppie polari del generatore dalla relazione:

$$n = \frac{60 \times f}{n_c} = \frac{60 \times 50}{6} = 500 \text{ g / m}$$

verifichiamo adesso il numero di giri caratteristico:

$$n_c = n \frac{\sqrt{P}}{H^{1.25}} = 500 \frac{\sqrt{4410}}{250^{1.25}} = 33$$

dove P rappresenta la potenza utile:

$$P = m \times g \times H \div \eta = 2000 \times 9.8 \times 250 \times 0.90 = 4.410.000 \text{ watt} = 4410 \text{ Kw}$$

le turbine Pel ton hanno i più alti rendimenti per cui abbiamo assunto 0.90
 il numero di giri caratteristico ottenuto fa rientrare la turbina (v. manuale) in una Pel ton a 2 getti.

2. Calcoliamo adesso la velocità di uscita dal distributore dove, essendo la turbina ad azione , avviene la trasformazione della energia potenziale in energia cinetica:

$$c = \varphi \sqrt{2gH} = 0.97 \sqrt{2g \times 250} = 68 \text{ m / s}$$

abbiamo assunto il coefficiente di efflusso $\varphi=0.97$

Andiamo a calcolare la superficie di uscita del getto dal distributore tenendo presente che siamo in presenza di due getti

$$A = \frac{\dot{V}}{n_{getti} \times c} = \frac{2}{2 \times 68} = 0.0147 m^2 \quad \text{da cui:} \quad d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \cong 0.135 m$$

ricordando che nelle turbine Pel ton il rapporto

$$\frac{u}{c} = \frac{\text{velocità "periferica"}}{\text{velocità "getto"}} = 0.47 \quad (\text{teorico}=0.5)$$

$$u = 0.47 \times c \cong 32 m/s$$

da cui possiamo ricavare, conoscendo il numero di giri, il diametro della girante, dove il getto è diretto tangenzialmente:

$$u = \frac{\pi \times D \times n}{60} \quad \text{da cui} \quad D = \frac{60 \times u}{\pi \times n} = 1.23 m \cong 1.25 m$$

Per un buon dimensionamento il rapporto D/d non deve scendere sotto 8 e comunque sarebbe bene che si verificasse:

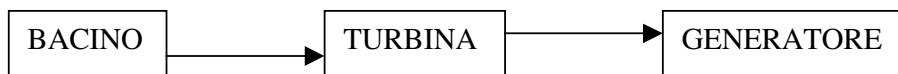
$$12 < \frac{D}{d} < 18 \quad \text{nel nostro caso} \quad \frac{D}{d} = 9.3$$

Nota: il proporzionamento non è proprio del tutto soddisfacente ma i vari tentativi fatti variando il numero di getti non hanno portato a miglioramenti apprezzabili, è da presupporre che la portata assegnata sia abbastanza elevata.

Le dimensioni delle palette dai manuali sono date in funzione del diametro del getto d:

- Larghezza paletta $m = (3-4)d$ $m = 40 \text{ cm}$
- Lunghezza paletta $n = (0.7-0.8) m$ $n = 30 \text{ cm}$
- Profondità paletta $q = d$ $q = 14 \text{ cm}$

3. Diagramma a blocchi



ESAME DI STATO ISTITUTO PROFESSIONALE – ANNO 2003

INDIRIZZO: T.I.M.

TEMA DI: MACCHINE A FLUIDO

Utilizzando una pompa centrifuga, si deve sollevare l'acqua contenuta nel serbatoio n°1 di aspirazione fino al serbatoio n°2 di mandata, entrambi a cielo aperto e di dimensioni tali da non modificare i rispettivi livelli.

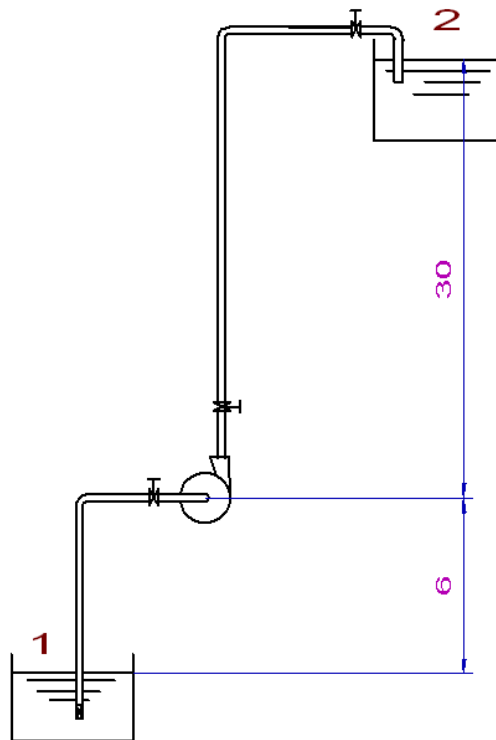
Note le seguenti caratteristiche di esercizio:

- Portata $Q = 5000 \text{ dm}^3/\text{h}$
- Altezza di aspirazione $h_a = m \ 6$
- Altezza di mandata $h_m = m \ 30$
- Lunghezza tubo di aspirazione $l_a = m \ 8.5$
- Lunghezza tubo di mandata $l_m = m \ 31.75$

Il candidato, considerando una velocità del liquido nelle condotte pari a circa 2m/s, dopo aver liberamente assunto, con motivati ed opportuni criteri, ogni altro elemento di progetto eventualmente mancante, tracci lo schema dell'impianto e determini:

1. la potenza meccanica assorbita dalla pompa nell'ipotesi che il suo rendimento $\eta_m = 0.78$
2. il rendimento totale dell'impianto
3. l'altezza teorica della pompa rispetto al pelo libero dell'acqua nel serbatoio n°1

Schema dell'impianto:



eseguiamo adesso il calcolo della prevalenza:

$$H = H_a + H_m + \frac{c^2}{2g} + H_p$$

Calcoliamo innanzi tutto il diametro delle tubazioni:

$$A = \frac{\dot{V}}{c} = \frac{5}{3600 \times 2} = 6.9 \times 10^{-4} m^2 \quad \text{da cui} \quad d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 0.03m = 30mm$$

che corrisponde all'incirca al diametro interno di un tubo da 1".

Dal diagramma delle perdite di carico distribuite con

$$Q = 5 m^3/h \quad (Q=1.39 \times 10^{-3} m^3/s)$$

$$c = 2 m/s$$

si ha 23/100 m di perdita, cioè 0.23 m/m, quindi una perdita distribuita totale pari a:

$$0.23 \times (8.5 + 31.75) = 9.3 \text{ m}$$

Verifichiamo quanto ottenuto con la formula di Darcy:

$$H_d = \beta \times \frac{Q^2}{D^5} \times L = 0.00304 \times \frac{(1.39 \times 10^{-3})^2}{0.03^5} \times 40.25 = 9.7 \text{ m}$$

dove

$$\beta = 0.00164 + \frac{0.000042}{D} = 0.00304$$

i valori come si vede sono abbastanza in linea

Valutiamo adesso le perdite concentrate dallo schema rileviamo le seguenti perdite, e dal manuale i rispettivi coefficienti di perdita:

n° 4 curve a 90° $\xi = 0.25$

n°1 valvola di fondo con succhiarola $\xi = 2.5$

n° 3 saracinesche $\xi = 0.25$

$$H_c = \frac{c^2}{2g} \times \Sigma \xi = \frac{2^2}{2g} \times (4 \times 0.25 + 2.5 + 3 \times 0.25) = 0.9 \text{ m}$$

le perdite totali assommano a: $H_t = H_d + H_c = 10.2 \text{ m}$

Se si adottava il metodo delle lunghezze equivalenti dal manuale si otteneva

Saracinesche 3x8d

Curve 4x9d

Valvola 75d

Totale 135d = 135 x 0.03 = 4m equivalenti x 0.23 = 0.92 m perfettamente in linea con il calcolo effettuato

la prevalenza risulta quindi:

$$H = H_a + H_m + \frac{c^2}{2g} + H_p = 6 + 30 + \frac{4}{2g} + 10.2 = 46.4 \cong 47 \text{ m}_p$$

si può adesso calcolare la potenza della pompa:

$$P = \frac{\rho \times g \times H_m \times \dot{V}}{\eta} = \frac{1000 \times 9.8 \times 47 \times 1.39 \cdot 10^{-3}}{0.78} = 820 \text{ watt}$$

Se per rendimento dell'impianto intendiamo il complesso pompa + circuito tubazioni si avrà:

$$\text{rendimento tubazione} \quad \eta_t = 1 - \frac{H_p}{L_t} = 1 - \frac{10.2}{40.25} = 0.75$$

$$\text{quindi} \quad \eta_i = \eta_m \times \eta_t = 0.78 \times 0.75 = 0.59$$

Per rispondere al 3. quesito si può partire dal fatto che l'altezza max teorica di aspirazione è 10.33, poi se teniamo conto delle perdite nel tratto di aspirazione che andiamo a valutare con il metodo delle lunghezze equivalenti:

$$L_e = 8.5 + 8d + 2 \times 9d + 75d = 11.5 \text{ m}$$

$$H_{pa} = 0.23 \times 11.5 = 2.65 \sim 2.7 \text{ m}$$

Quindi l'altezza teorica della pompa è $10.33 - 2.7 = 7.6$ m
Essendo stata posta a 6 m il funzionamento è garantito.

ESAME DI STATO ISTITUTO PROFESSIONALE – ANNO 2004

INDIRIZZO: T.I.M.

TEMA DI: MACCHINE A FLUIDO

Si consideri un impianto di sollevamento in cui sia inserita una pompa centrifuga che aspira acqua dal mare e la trasferisce, per un ricambio continuo, ad una piscina il cui pelo libero, costituito dal bordo di sfioro, è posto a 15 m d'altezza s.l.m.

Il candidato, considerando pari a:

- 3.8 m le perdite di carico complessive;
- 30 cm il dislivello tra le sezioni di ingresso e uscita della pompa;
- 80 mm il diametro della sezione d'ingresso della pompa;
- 60 mm il diametro della sezione d'uscita della pompa;

e dopo aver scelto motivatamente ogni altro dato necessario, determini:

- la prevalenza totale ceduta all'acqua
- la potenza assorbita
- la portata massica

.....

Prefissiamo come dato iniziale la velocità dell'acqua nella tubazione che è consigliato non sia maggiore di 2-2.5m/s. Assumiamo il valore di 2.4 m/s nella tubazione di diametro inferiore, con questi dati valutiamo:

$$A_1 = \frac{\pi \times d_1^2}{4} = \frac{\pi \times 64 \cdot 10^{-4}}{4} = 5 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$A_2 = \frac{\pi \times d_2^2}{4} = \frac{\pi \times 36 \cdot 10^{-4}}{4} = 2.83 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$\dot{V} = A_2 \times c_2 = 2.83 \cdot 10^{-3} \times 2.4 = 6.80 \cdot 10^{-3} m^3 / s = 6.80 l / s$$

la velocità nel tubo di aspirazione sarà quindi:

$$c_1 = \frac{\dot{V}}{A_1} = \frac{6.80}{5} = 1.36 m / s$$

possiamo adesso valutare la prevalenza totale ceduta all'acqua:

$$H_t = (z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + h_p = 15 + \frac{2.4^2 - 1.36^2}{2g} + 3.8 = 19m$$

per valutare la potenza assorbita dalla pompa, assumiamo un rendimento plausibile $\eta = 0.75$, inoltre trattandosi di acqua di mare la densità, dal manuale si assume $= 1030 \text{ Kg/m}^3$.

$$P = \frac{\rho \times g \times H_m \times \dot{V}}{\eta} = \frac{1030 \times 9.8 \times 19 \times 6.8 \cdot 10^{-3}}{0.75} = 1740 \text{ watt} \cong 1.75 \text{ Kw}$$

la portata massica sarà data da: $\dot{m} = \rho \times \dot{V} = 7 \text{ Kg} / s$

non abbiamo ravvisato l'utilizzo del dislivello di 30 cm fra l'ingresso e l'uscita della pompa.

ESAME DI STATO ISTITUTO PROFESSIONALE – ANNO 2007
 INDIRIZZO: T.I.M.
 TEMA DI: MACCHINE A FLUIDO

Si rende necessario svuotare un invaso di 75.000 m³, pieno d'acqua, per mezzo di una pompa centrifuga avente un rendimento pari a 0.92 ed in presenza di un'altezza monometrica di 7.5m. Si ipotizzi che a valle della pompa vi sia un venturimetro, le cui dimensioni sono d₁ = 30 cm e d₂ = 25 cm, che consente di leggere un dislivello differenziale di 18cm di colonnina di mercurio. Il candidato, fatte le opportune deduzioni e dopo aver motivatamente scelto ogni altro elemento o parametro eventualmente necessari, determini:

1. l'alesaggio dei cilindri di un motore Diesel a quattro tempi in grado di trascinare la pompa ad un regime di 3500 giri/min;
2. il consumo specifico nel caso in cui il rendimento del motore sia η = 0.33;
3. il tempo complessivamente necessario a svuotare l'invaso.

.....

1.
 Osservazioni: da un attenta lettura si evince che il dato di lettura del venturimetro (18cm) è da interpretare come massima lettura una specie di fondo scala che determina la massima portata misurabile dallo strumento.

Applicando Bernoulli al venturimetro si ha:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \quad \text{da cui}$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{\dot{V}^2}{2} \left(\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right)$$

applicando l'equilibrio delle pressioni sul manometro differenziale si ottiene:

$$p_1 + \rho \times g \times h = p_2 + \rho_m \times g \times h \quad \text{da cui} \quad p_1 - p_2 = g \times h (\rho_m - \rho)$$

sostituendo questa differenza di pressione nella espressione del Bernoulli si ricava:

$$\dot{V} = \sqrt{\frac{2gh \times \left(\frac{\rho_m - \rho}{\rho} \right)}{\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2}}} = 0.452 \text{ mc/s}$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} = 0.049 \text{ m}^2 \quad A_2 = 0.049 \text{ m}^2 \quad \frac{1}{A_2^2} = 416 \text{ m}^{-4}$$

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.30^2}{4} = 0.0706 \text{ m}^2 \quad A_1 = 0.0706 \text{ m}^2 \quad \frac{1}{A_1^2} = 200 \text{ m}^{-4}$$

Con la portata di 0.452 m³/sec cui corrisponde una velocità dell'acqua nella tubazione pari a 0.452/0.0706 = 6.4 m/sec che appare eccessiva rispetto a 3m/sec che è il valore massimo consigliato negli impianti.

La potenza teorica della pompa risulta è:

$$P_t = \frac{\rho \cdot V \cdot g \cdot H_m}{1000} = \frac{1000 \cdot 0.452 \cdot 9.8 \cdot 7.5}{1000} = 33.20 \text{ KW}$$

La potenza effettiva della pompa è:

$$P_e = \frac{P_t}{\eta} = \frac{33.20}{0.92} = 36 \text{ KW}$$

La pompa è accoppiata direttamente ad un motore Diesel 4T che supponiamo possa erogare a 3500 g/min una potenza almeno un 20 % superiore, quindi:

$$P_{mot} = P_e \cdot 1.20 = 43 \text{ KW}$$

la potenza del motore si esprime con:

$$P_{mot} = p_{me} \cdot V \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{m}$$

dove:

p_{me} = rappresenta la pressione media effettiva

V = cilindrata complessiva del motore

n = numero dei giri del motore

m = 1 (motore 2T) – 2 (motore 4T)

dobbiamo prefissare la pressione media effettiva. A tale scopo si ricorda che la pressione media effettiva si ricava da

$$p_{me} = p_{mi} \cdot \eta_m$$

cioè dal prodotto della pressione media indicata per il rendimento organico. La pressione media indicata è data da:

$$p_{mi} = L_i / V$$

Testi tecnici forniscono la pressione media effettiva 5-7.5 bar, nel nostro caso assumiamo il valore di $6 \cdot 10^5$ Pa, quindi si ricava la cilindrata:

$$V = \frac{P_{mot} \cdot 60 \cdot m}{n \cdot p_{me}} = \frac{43000 \cdot 60 \cdot 2}{3500 \cdot 6 \cdot 10^5} = 2.46 \times 10^{-3} m^3 = 2.46 dm^3$$

Supponiamo il motore a 4 cilindri e con valore della corsa uguale all'alesaggio (C=D):

$$V = 4 \frac{\pi \cdot D^2 \cdot C}{4} = \pi \cdot D^3$$

da cui:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V}{\pi}} = 0.85 dm = 8.5 cm$$

2.

assumiamo dal manuale il potere calorifico inferiore del gasolio $p_{ci} = 43000$ KJ/Kg il consumo specifico del motore è dato da:

$$c_s = \frac{\dot{m}}{\eta \cdot p_{ci} \cdot \dot{m}} = \frac{1}{\eta \cdot p_{ci}} = \frac{1}{0.33 \cdot 43000} = 7 \cdot 10^{-5} Kg / Kj$$

se si vuole in gr/Kwh come è dato normalmente

$$c_s = 7 \cdot 10^{-5} \cdot 3600 \cdot 1000 = 252 \text{ gr/KWh}$$

in linea con i valori forniti dai manuali.

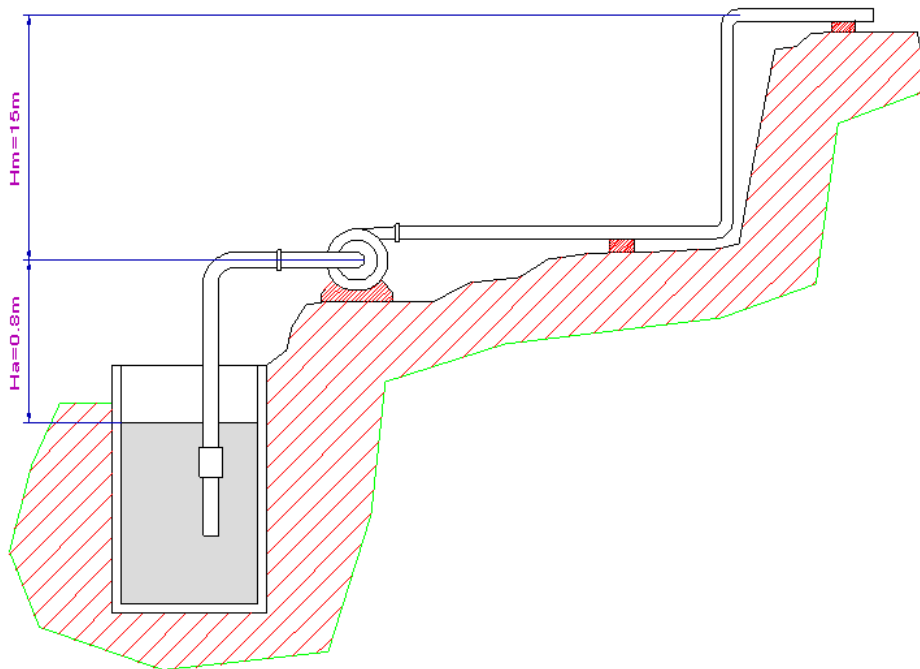
3.

il tempo per svuotare l'invaso si calcola:

$$t = \frac{\text{capacità} \cdot \text{invaso}}{\text{portata} \cdot \text{pompa}} = \frac{75000}{0.452} = 165930 \text{ sec} = 46.1 h$$

ESAME DI STATO ISTITUTO PROFESSIONALE – ANNO 2009
INDIRIZZO: T.I.M.
TEMA DI: MACCHINE A FLUIDO

Per l'irrigazione di un campo sin vuole utilizzare una pompa centrifuga da inserire in un impianto che pesca in un pozzo artesiano con pelo libero pressoché costante.



Da catalogo, la pompa offre le prestazioni come indicato nella seguente tabella in funzione del numero dei giri.

Prestazioni della pompa		
n (giri/min)	Q (l/min)	H _m = (m)
1450	4000	11.2
	3000	13
	2500	14.4
	2000	14.8
1600	4000	15.2
	3000	16.8
	2500	17
2000	4000	24.1
	3000	25.5
2500	4000	38.8

Il diametro alla mandata è pari a 80mm e il suo rendimento medio è $\eta = 0.8$.

Si consideri, inoltre, che le perdite localizzate sono pari a 2.5m, la lunghezza totale della condotta alla mandata è di 90 m, la velocità dell'acqua è di 6 m/sec, il dislivello tra la pompa e la sezione d'uscita è di 15m.

Il candidato, scelto con motivato criterio, ogni altro dato necessario, calcoli:

- la corsa e l'alesaggio di un motore Diesel 4T da accoppiare alla pompa
- il consumo specifico nell'ipotesi che il rendimento complessivo del motore sia pari a 0.32.
- il peso del combustibile bruciato in un cilindro in un ciclo.

Occorre innanzi tutto valutare la prevalenza manometrica :

$$H_m = H_g + \Sigma H_p$$

Essendo le perdite localizzate 2.5m , dobbiamo valutare le perdite distribuite.

Ricaviamo la portata volumetrica dai dati forniti dal testo:

$$\dot{V} = A \times c = \frac{\pi \times d^2}{4} \times c = \frac{\pi \times 0.08^2}{4} \times 6 = 0.005 \times 6 = 0.30 \text{ m}^3 / \text{sec} = 108.5 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Utilizzando le tabelle del manuale di meccanica ed. Hoepli, con un diametro di 80mm e una portata di 108.5 m³/s si valutano interpolando 46.5m/100m che per 90 metri di lunghezza tubazione forniscono :

$$46.5 \times 90/100 = 41.85 \text{ m di perdita} = \sim 42 \text{ m}$$

quindi la prevalenza totale occorrente risulterebbe:

$$H_m = 15 + 0.8 + 2.5 + 42 = 60 \text{ m}$$

Le prestazioni della pompa non rientrano nei valori richiesti di prevalenza

- Si potrebbe utilizzare le leggi di affinità:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} = \frac{38.8}{60} = \frac{2500^2}{n_2^2}$$

da quest'ultima relazione si ricava un regime di giri pari a 3108 g/min e applicando la prima relazione di affinità si ha:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{4000}{3108} = \frac{2500}{3108}$$

da cui si ricava una portata di 4972lt/min

Tale portata in una tubazione di diametro 80 mm (sezione 0.005m² conduce ad una velocità di 16.5 m/sec veramente assurda nel suo valore.

- Sembra però più opportuno variare la velocità dentro le tubazioni che come è noto non è consigliabile superare i 3 m/sec; questo anche allo scopo di ridurre l'assorbimento di potenza che andrebbe ad essere utilizzato per circa il 75% nel vincere le perdite.

Assumiamo a tale scopo una velocità di 2m/s avendo consapevolezza che si riduce la portata a 1/3 del valore calcolato, ma trattandosi di una pompa per irrigazione vorrà dire che se la portata è insufficiente verrà tenuta attiva per un tempo più lungo.

Quindi:

$$\dot{V} = 0.010m^3 / sec = 36m^3 / h = 600l / min$$

sempre dalle tabelle manuale Hoepli ricaviamo le perdite distribuite pari a 5.8m, per cui la prevalenza monometrica risulterà:

$$H_m = 15 + 0.8 + 2.5 + 5.8 = 24.1 \text{ m}$$

Dalla tabella si sceglie la pompa che ci da le seguenti prestazioni:

giri 2000 g/min
prevalenza 24.1 m
portata 4000l/min = 0,066 m³/sec

Avere stabilito a priori il diametro della tubazione porta a una rivalutazione della velocità nella tubazione assurda di 13 m/s ne consegue che il testo è formulato in modo assai inconsueto per non dire errato nei dati, si doveva assegnare una portata e determinare poi il diametro della tubazione per rispettare i parametri di velocità (<3m/sec) e quindi determinare le perdite per calcolare la prevalenza.

Procedendo con i parametri errati e con i valori ottenuti con gli stessi, la potenza della pompa è:

$$P_t = \frac{\rho \cdot \dot{V} \cdot g \cdot H_m}{1000} = \frac{1000 \cdot 0.066 \cdot 9.8 \cdot 24.1}{1000} = 15.6KW$$

La potenza effettiva della pompa è:

$$P_e = \frac{P_t}{\eta} = \frac{15.6}{0.80} = 19.5KW$$

La pompa è accoppiata direttamente ad un motore Diesel 4T che supponiamo possa erogare a 2000 g/min una potenza almeno un 20 % superiore, quindi:

$$P_{mot} = P_e \cdot 1.20 = 23.4KW$$

la potenza del motore si esprime con:

$$P_{mot} = p_{me} \cdot V \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{m}$$

dove:

p_{me} = rappresenta la pressione media effettiva

V = cilindrata complessiva del motore

n = numero dei giri del motore

m = 1 (motore 2T) – 2 (motore 4T)

dobbiamo prefissare la pressione media effettiva. Da testi tecnici si rileva che la pressione media effettiva vale 5-7.5 bar, nel nostro caso assumiamo il valore di $6 \cdot 10^5$ Pa, quindi la cilindrata:

$$V = \frac{P_{mot} \cdot 60 \cdot m}{n \cdot p_{me}} = \frac{23400 \cdot 60 \cdot 2}{2000 \cdot 6 \cdot 10^5} = 2.34 \cdot 10^{-3} m^3 = 2.34 dm^3$$

Supponiamo il motore a 4 cilindri e con valore della corsa uguale all'alesaggio ($C=D$):

$$V = 4 \frac{\pi \cdot D^2 \cdot C}{4} = \pi \cdot D^3$$

da cui:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V}{\pi}} = 0.91 dm = 9.1 cm$$

2.

assumiamo dal manuale il potere calorifico inferiore del gasolio $p_{ci} = 43000$ KJ/Kg il consumo specifico del motore è dato da:

$$c_s = \frac{\dot{m}}{\eta \cdot p_{ci} \cdot \dot{m}} = \frac{1}{\eta \cdot p_{ci}} = \frac{1}{0.32 \cdot 43000} = 7.26 \times 10^{-5} Kg / Kj$$

se si vuole in gr/Kwh come è dato normalmente

$c_s = 7.26 \cdot 10^{-5} \cdot 3600 \cdot 1000 = 261$ gr/KWh in linea con i valori forniti dai manuali.

3.

Se si consuma 261gr/KWh essendo i KW sviluppati 23.4, ogni ora si ha un consumo di:

$$261 \times 23.4 = 6107 gr$$

se il motore fa 2000g/min in un'ora si compiono 120000giri/h e quindi 60000 cicli/h per cui il consumo a ciclo è

$$6167/60000 = 0.103 \text{ gr/ciclo}$$

essendo i cilindri del motore 4; ogni cilindro avrà un consumo di:

$$0.103/4 = 0.0256 \text{ gr/ciclo-cilindro}$$

COMPITO

Un generatore di vapore lavora a pressione di bollo di 30 bar assoluti e produce 20 q.li/h di vapore surriscaldato alla temperatura di 350°C bruciando matano con un rendimento dell'80%.

La temperatura dell'acqua di alimentazione proveniente dal pozzo caldo è mediamente di 50°C.

Determinare:

- il consumo di metano
- la portata dei fumi al camino
- la quantità oraria di CO₂ emessa in atmosfera
- la potenza e la superficie di scambio teorica richiesta al preriscaldatore di acqua assumendo un coefficiente globale di trasmissione $K=150 \text{ W/m}^2\text{K}$
- la portata di acqua di refrigerazione al condensatore con un $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ e un ingresso del vapore a titolo $X=0.92$.

Il candidato assuma con criterio i dati mancanti. E' consentito l'uso di manuali tecnici e del diagramma di Mollier.

- a) dal diagramma di Mollier per $t=350^\circ$ e 30 bar si rileva l'entalpia del vapore $h_v = 3110 \text{ KJ/Kg}$ l'entalpia dell'acqua di alimentazione vale $h_a = 50 \times 4.186 = \sim 210 \text{ KJ/Kg}$

la variazione di entalpia nel generatore vale $\Delta h = 2900 \text{ KJ/Kg}$

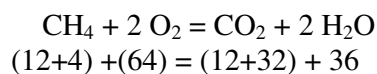
L'energia richiesta sarà quindi $Q_u = m_v \times \Delta h = 2000 \times 2900 = 5.800.000 \text{ KJ}$

Il potere calorifico del metano (dal manuale) $p_{ci} = 50.000 \text{ KJ/Kg}$

Il consumo di combustibile sarà:

$$m_c = \frac{Q_u}{p_{ci} \times \eta} = \frac{5800000}{50000 \times 0.8} = 145 \text{ Kg/h}$$

- b) la reazione di combustione del metano è:



$64/14 = 4 \text{ Kg di Ossigeno/Kg di metano}$

$4 \times 4.34 = 17.36 \text{ Kg di aria /Kg di metano (aria teorica)}$

con eccesso d'aria del 10% l'aria effettiva sarà:

$$A_e = A_t (1+e) = \sim 19 \text{ Kg di aria/Kg di combustibile}$$

$$\text{Fumi: } (19+1) = 20 \text{ Kg fumi/Kg combustibile}$$

$$\text{Portata fumi: } 20 \times 145 = 2900 \text{ Kg/h}$$

c) la quantità di CO₂ emessa in atmosfera sarà:

$$44/16 \times 145 = 399 \text{ Kg/h}$$

d) la temperatura dell'acqua al pozzetto caldo è 50°C, la temperatura di ebollizione a 30 bar è 233°C supponiamo, col preriscaldatore di raggiungere temperatura di 220 °C
Ipotizziamo la temperatura dei fumi in ingresso pari a 750°C.

Quantità di energia richiesta per riscaldare l'acqua (potenza termica):

$$Q = m_a \times c_{ma} \times \Delta T = 2000 \times 4.186 \times (220-50) = 1.423.240 \text{ Kj/h}$$

Di scambio

La temperatura dei fumi all'uscita sarà :

$$Q = m_f \times c_{mf} \times (t_{fi} - t_{fu}) \quad \text{da cui}$$

$$t_{fu} = t_{fe} - Q/(m_f \times c_{mf}) = 750^\circ - 1.423.240/(2900 \times 1.06) = 287^\circ \text{C}$$

$$\begin{array}{ccc} 50^\circ & \longrightarrow & 220^\circ \\ 237^\circ & \longleftarrow & 700^\circ \end{array}$$

$$\Delta T_1 = 700 - 220 = 480^\circ \text{C} \quad \Delta T_2 = 237 - 50 = 187^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = 205^\circ \text{C}$$

$$\text{la superficie di scambio risulta: } S = \frac{Q}{K \times \Delta T_m} = \frac{1.423.240 \times 1000}{150 \times 205 \times 3600} \cong 13 \text{ m}^2$$

e) dal diagramma di Mollier si rileva a fine dell'espansione adiabatica fino a titolo x=0.92 la pressione 1.6 bar e 113°C dalle tabelle il calore latente risulta r= 2220 Kj/Kg

la quantità di calore da asportare al condensatore risulta:

$$Q = \dot{m}_v \times r \times x = 2000 \times 2220 \times 0.92 = 4084800 \text{ Kj/h}$$

$$\text{da cui la portata d'acqua richiesta sarà: } m_a = \frac{Q}{c_{ma} \times \Delta T} = \frac{4084800}{4.186 \times 20} = 48790 \text{ Kg/h} \cong 48.8 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Esame di stato maturità professionale 2011
Macchine a fluido

In una zona agricola in cui è presente una fornitura idrica irregolare, si vuole costruire un serbatoio di accumulo, cilindrico e sopraelevato, che consenta di disporre di una portata $Q = 12000$ litri/h per almeno 1.5 h alla pressione di 12 mH₂O (metri di colonna d'acqua).

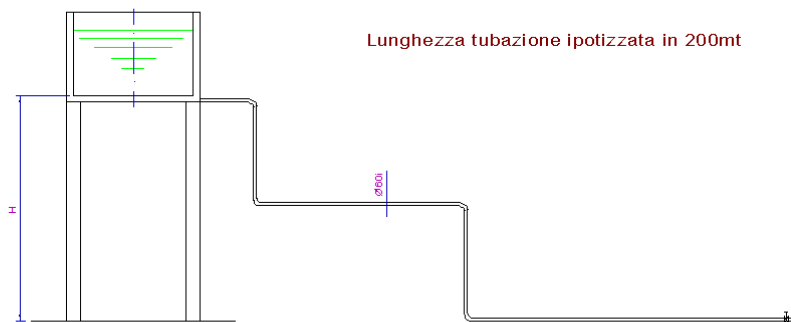
Il candidato, considerando che:

- la condotta di collegamento ha un diametro interno pari a $D_i = 60$ mm;
- nel percorso sono inserite n.4 curve uguali oltre al diffusore finale con chiave di arresto;
- le perdite di carico localizzate, per ciascun componente, sono pari a 0,01m per ciascuna curva e 0,03m per il diffusore.

E dopo aver motivatamente inserito eventuali dati mancanti, dimensioni il serbatoio e determini la quota minima che deve avere il fondo dello stesso rispetto al punto di utilizzo.

Dell'elaborato deve far parte anche uno schizzo dello schema d'impianto.

Schema di impianto:



Capacità del serbatoio:

La portata assegnata di 12000 l/h va garantita per almeno 1.5h, quindi teoricamente avremo:

$$C = 12000 \times 1.5 = 18000 \text{ l} = 18 \text{ m}^3$$

Essendo la capacità minima da garantire la portiamo a 20 m^3 anche per tener conto del livello sotto il bordo.

Ad esempio un diametro di 2 m x una altezza di 1.6m.

Calcolo dell'altezza del serbatoio:

calcoliamo la velocità della tubazione per calcolare la perdita nella valvola:

$$Q = 12000 \text{ l/h} = 3.333 \text{ l/sec.} \quad A = \frac{\pi \times d^2}{4} = 0.282 \text{ dm}^3$$

da cui segue una velocità di $Q/A = 1,18 \text{ m/s}$

la perdita concentrata nella valvola di uscita sarà:

$$H = k \frac{c^2}{2g} = 0.25 \frac{1.18^2}{2g} \cong 0.02 \text{ m}$$

avendo ipotizzato una lunghezza di 120 m calcoliamo le perdite con la formula di Darcy:

$$Y = \beta \frac{Q^2}{D^5} \times L$$

Dove Q è la portata volumetrica (m^3/sec), D (metri) il diametro della tubazione, L (metri) è la lunghezza della tubazione β è un coefficiente che per tubi di ghisa nuovi assume il valore di:

$$\beta = 0.00164 + 0.000043/D = 0.00235$$

sostituendo nella formula otteniamo una perdita distribuita di 3.6m.

Le perdite di carico totali, somma delle perdite distribuite e concentrate sono:

$$H_t = 0.01 \times 4 + 0.03 + 0.02 + 3.6 = 3.69 = \sim 4 \text{ m}$$

La quota minima del serbatoio sarà quindi:

$$H_{\min} = 12 + 4 = 16 \text{ mt}$$