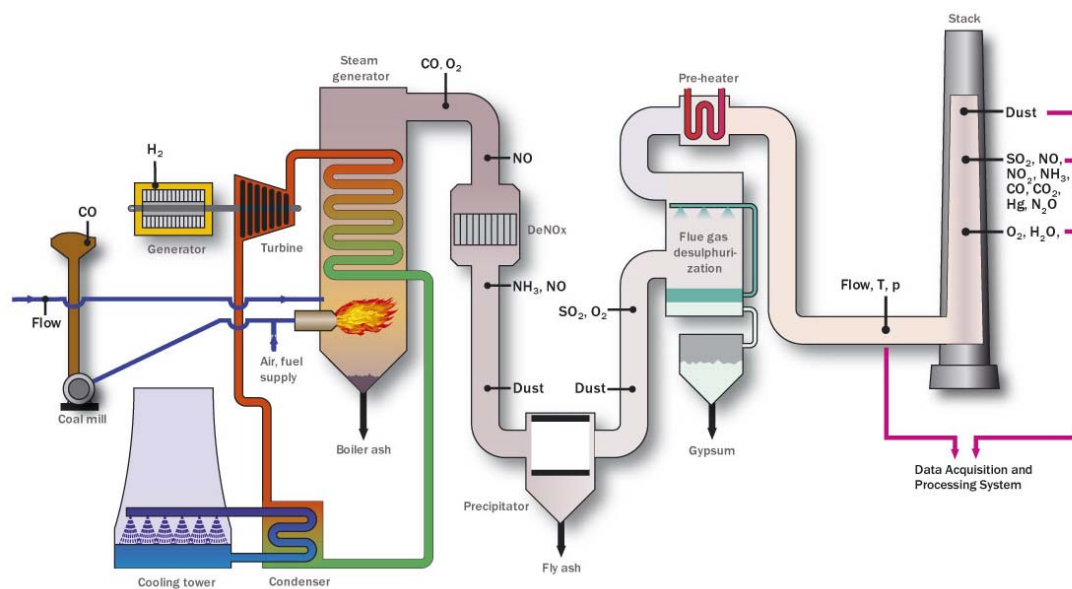


Impianti di Produzione dell'Energia Elettrica



IMPORTANTE

Questi appunti non sono stati concepiti per essere sostitutivi né dei libri di testo, né tantomeno delle lezioni tenute dai professori.

Sono il mio strumento di preparazione all'esame, ma dato che nell'arco della mia carriera universitaria sono stati utili a varie colleghi ho deciso di renderli pubblicamente accessibili.

Per raggiungere la preparazione necessaria ad affrontare l'esame questi appunti non sono sufficienti: sono troppo sintetici ed essenziali.

Sono un valido strumento per prepararsi all'esame, non supporto di studio.

Alcune parti potrebbero essere incomplete o magari errate, sono pur sempre state scritte da uno studente. Per questo il libro di testo resta la fonte più affidabile e completa di informazioni.

Detto questo vi auguro un buono studio e in bocca al lupo per l'esame.

Emanuele "Laeman" Freddi

Indice

1. INTRODUZIONE.....	7
1.1. Disponibilità e fabbisogni di energia	7
1.2. Gli impianti di conversione	8
1.3. Il calcolo del costo del kWh.....	9
2. IMPIANTI IDROELETTRICI	12
2.1. Generalità.....	12
2.1.1. Classificazione degli impianti idroelettrici	12
2.1.2. Potenza e rendimenti negli impianti idroelettrici	15
2.1.3. L'utilizzazione dei corsi d'acqua	17
2.1.3.1. Studio idrologico dei corsi d'acqua	18
2.1.3.2. Coefficiente di utilizzazione del corso d'acqua e dell'impianto idraulico	18
2.2. Opere idrauliche	20
2.2.1. Gli sbarramenti e i laghi artificiali	20
2.2.2. I canali derivatori	22
2.2.3. I pozzi piezometrici o vasche di oscillazione	23
2.2.3.1. Dimensionamento di un pozzo piezometrico	23
2.2.4. Le condotte forzate.....	28
2.2.4.1. Scelta del diametro delle condotte forzate.....	29
2.2.4.2. Il colpo d'ariete nelle condotte forzate.....	30
2.2.5. Organi di intercettazione e dispositivi di sicurezza	33
2.3. Turbine idrauliche	34
2.3.1. Generalità	34
2.3.5. La turbina Pelton.....	36
2.3.5.1. Il distributore Pelton	37
2.3.5.2. La ruota Pelton	38
2.3.5.3. La regolazione della potenza.....	38
2.3.3. La turbina Francis.....	40
2.3.3.1. Parti componenti della turbina Francis	41
2.3.3.2. Il diffusore	41
2.3.4. La turbina Kaplan	43
2.3.4.1. Gruppi a bulbo.....	44
2.4. Centrali idroelettriche	45
2.4.1. I servizi ausiliari.....	48
2.5. Gli impianti di pompaggio o di accumulazione	50
2.5.1. Generalità	50
2.5.1.1. I servizi degli impianti di pompaggio.....	51
2.5.1.2. Scelta della potenza e dell'energia producibile	51
2.5.2. Gli impianti ternari.....	52
2.5.2.1. Avviamento e inversione di marcia.....	53
2.5.3. Gli impianti binari.....	55
2.5.3.1. Avviamento e inversione di marcia	56

3. IMPIANTI TERMOELETTRICI A VAPORE	58
3.1. Generalità.....	58
3.1.1. Il ciclo di Rankine.....	58
3.1.2. Le condizioni al condensatore.....	60
3.1.3. Le condizioni al generatore di vapore.....	61
3.1.4. Il surriscaldamento	62
3.1.5. La rigenerazione termica.....	63
3.1.5.1. Il grado di rigenerazione.....	64
3.2. Componenti degli impianti TEV	66
3.2.1. Il condensatore e l'impianti di condensazione	66
3.2.1.1. Calcolo della portata di acqua refrigerante e della superficie di scambio	67
3.2.2 La catena di rigenerazione	68
3.2.2.1. Il rigeneratore a miscela/degassatore.....	69
3.2.2.2. La pompa di alimento caldaia	69
3.3. Il generatore di vapore.....	72
3.3.1. Generatori di vapore subcritici – generalità	72
3.3.1.1. I parametri caratteristici dei generatori di vapore.....	73
3.3.2. Il circuito acqua-vapore	74
3.3.2.1. L'economizzatore	74
3.3.2.2. Il corpo cilindrico.....	74
3.3.2.3. I tubi evaporatori	75
3.3.2.4. La circolazione dell'acqua	76
3.3.2.5. La temperatura teorica di fiamma	77
3.3.2.6. La temperatura dei tubi evaporatori.....	78
3.3.2.7. I surriscaldatori e surriscaldatori	78
3.3.2.8. Calore scambiato nel generatore di vapore.....	80
3.3.3. Il circuito aria-fumi.....	81
3.3.3.1. I ventilatori	84
3.3.3.2. Il preriscaldatore dell'aria comburente.....	84
3.3.4. Generatori di vapore iper ed ultrasupercritici	86
3.3.4.1. Configurazione dei tubi evaporatori	86
3.3.5. I fenomeni corrosivi nei generatori di vapore.....	88
3.3.5.1. La corrosione dovuta ai fumi.....	88
3.3.5.2. La corrosione dovuta all'acqua	88
3.4. Le turbine a vapore	89
3.4.1. Generalità	89
3.4.2. Turbine ad azione.....	90
3.4.2.1. Turbina monostadio	90
3.4.2.2. Turbina a salti di velocità	90
3.4.2.3. Turbina a salti di pressione	91
3.4.2.4. Turbine miste	92
3.4.3. Turbine a reazione	93
3.4.4. Configurazioni tipiche delle turbine a vapore.....	94
3.5. Centrali termoelettriche.....	95
3.5.1. Regolazione.....	95
3.5.2. I servizi ausiliari.....	97

4. IMPIANTI TURBOGAS.....	100
4.1. Generalità.....	100
4.1.1. Ciclo di Joule	100
4.1.1.1. Le temperature significative del ciclo	101
4.1.2. Lavoro e rendimento.....	102
4.1.2.1. Il ciclo ideale.....	102
4.1.2.2. Il ciclo reale	103
4.1.3. Potenza	106
4.1.3.1. Influenza delle condizioni ambientali.....	107
4.2. Componenti degli impianti turbogas.....	108
4.2.1. Compressore	108
4.2.1.1. Lo stallo ed il pompaggio.....	108
4.2.2. Camera di combustione	109
4.2.2.1. Tipi di combustori.....	110
4.2.3. Turbina	111
4.2.3.1. Raffreddamento della turbina.....	111
4.2.3.2. Rendimento interno della turbina.....	112
4.3. Centrali turbogas	113
4.3.1. Configurazioni tipiche	113
4.3.1.1. Impianti mono albero.....	113
4.3.1.2. Impianti a più alberi	114
4.3.2. Avviamento e regolazione	115
4.3.2.1. Avviamento	115
4.3.2.2. Regolazione della potenza	115
4.3.2.3. Cause di perdite di prestazione degli impianti a gas.....	116
5. IMPIANTI A CICLO COMBINATO	117
5.1 Generalità.....	117
5.1.1. Impianti in cascata	117
5.1.1.1. Rendimenti.....	117
5.1.1.2. Classificazione degli impianti a ciclo combinato	118
5.1.2. Recupero del calore negli impianti CC-GV	120
5.2. Centrali a ciclo combinato	122
5.2.1. Centrale CC-GV a un livello di pressione.....	122
5.2.1.1. Il generatore di vapore a recupero	123
5.2.2. Centrale CC-GV a due livelli di pressione	125
5.2.3. Centrale CC-GV a due livelli di pressione e risurriscaldamento	126
5.2.4. Centrale CC-GV a tre livelli di pressione.....	127
5.2.5. Centrale CC-GV a tre livelli di pressione e risurriscaldamento	128
5.2.6. Regolazione della potenza e avviamento	129
5.3. Il repowering delle centrali TEV	130
5.3.1. Generalità	130
5.3.2. Repowering mediante preriscaldamento dell'acqua di alimento.....	131
5.3.3. Repowering mediante generazione di vapore MP.....	132
5.3.4. Repowering mediante ricombustione dei gas di scarico	133
5.3.5. Repowering mediante trasformazione completa in CC-GV	134

6. IMPIANTI ELETTRICI DI CENTRALE.....	135
6.1. Generatori sincroni	135
6.1.1. Generalità	135
6.1.1.1. Parametri caratteristici dei generatori sincroni	137
6.1.2. Turboalternatori.....	138
6.1.2.1. Velocità critiche flessionali dei rotori.....	143
6.1.3. Generatori a poli salienti.....	145
6.1.3.1. Aumento dello sfruttamento dei materiali	146
6.1.4. Corti circuiti in prossimità dei generatori	148
6.1.4.1. Riscaldamento degli avvolgimenti.....	148
6.1.4.2. Coppie transitorie.....	148
6.1.5. La reattanza delle macchine sincrone.....	151
6.2. Sistemi di protezione dei gruppi di centrale	153
6.2.1. Generalità del sistema protettivo	153
6.2.1.1. Dati statistici sui guasti del sistema di protezione.	154
6.2.1.2. Tempo di eliminazione del guasto	154
6.2.2. Principio di sovrapposizione delle aree protette	155
6.2.3. Sistema di protezione dei gruppi di grande e media potenza	156
6.2.4. Protezioni	159
6.2.4.1. Protezione differenziale di sbarra	159
6.2.4.2. Protezione differenziale (87G e 87GT)	159
6.2.4.3. Protezioni di massima corrente (50G-T e 51G)	160
6.2.4.4. Protezione di minima impedenza (21)	161
6.2.4.5. Protezione terra statorica (64S)	162
6.2.4.6. Protezione dal cto cto tra spire di una stessa fase.....	163
6.2.4.7. Protezione distanziometrica (121G).....	164
6.2.4.8. Protezione massima tensione (59).....	164
6.2.4.9. Protezione di minima tensione (27)	165
6.2.4.10. Protezione di minima frequenza (81).....	165
6.2.4.11. Protezione di massimo flusso (59F)	165
6.2.4.12. Protezione contro i carichi squilibrati (46)	165
6.2.4.13. Protezione contro la perdita di campo (40)	166
6.2.4.14. Protezione terra rotorica (64R)	167
6.2.4.15. Protezione contro la velocità di fuga	168
6.2.4.16. Protezione contro il ritorno di energia (67)	168
6.2.4.17. Protezione contro la mancata apertura interruttore generale (MAIG)	168
6.3. Sistemi di eccitazione	170
6.3.1. Generalità	170
6.3.1.1. Grandezze caratteristiche di un SE.....	170
6.3.1.2. Asservimento del SE alla potenza reattiva erogata.....	171
6.3.2. Sistemi di eccitazione rotanti.....	172
6.3.3. Sistemi di eccitazione semistatici.....	173
6.3.4. Sistemi di eccitazione statici	174
6.3.5. Diseccitazione rapida dei generatori	176
6.3.5.1. Diseccitazione rapida nei SE rotanti.....	176
6.3.5.2. Diseccitazione rapida nei SE statici e semistatici	178
6.4. La regolazione di frequenza	179
6.4.1. Generalità	179

6.4.2. Il regolatore di velocità	181
6.4.3. Massa rotante, carico e rete di potenza infinita	185
6.4.4. Macchina che eroga su una rete passiva	187
6.4.5. Macchina che eroga su una rete di potenza infinita	189
6.5. Schemi di stazione	190
6.5.1. Schema a semplice sbarra.....	190
6.5.2. Schema a semplice sbarra con sezionatori di by-pass	191
6.5.3. Schema a singola sbarra e sbarra di traslazione	192
6.5.4. Schema a doppia sbarra.....	193
6.5.5. Schema a doppia sbarra e sbarra di traslazione	194
6.5.6. Schema a doppia sbarra a due interruttori per montante.....	195
6.5.7. Schema a doppia sbarra ad 1 interruttore e $\frac{1}{2}$ per montante	196
6.5.8. Schema a doppia sbarra ad 1 interruttore e $\frac{1}{3}$ per montate	197
6.5.9. Schema ad anello	198
6.5.10. Schema per due linee ed un trasformatore.....	199
APPENDICE.....	200
A. Richiami di termodinamica	200
A.1. Il primo principio della termodinamica	200
A.2. Il lavoro tecnico e il lavoro di compressione	201
A.3. Il calore specifico	202
A.4. Trasformazioni termodinamiche notevoli	203
B. Combustibili e combustione.....	204
B.1. I combustibili fossili.....	204
B.2. La gassificazione del carbone.....	207
B.3. La combustione degli idrocarburi	211

1. Introduzione

1.1. Disponibilità e fabbisogni di energia

Qwerty

1.2. Gli impianti di conversione

Qwerty

1.3. Il calcolo del costo del kWh

Secondo il metodo di calcolo del costo di produzione del kWh raccomandato dall'IEA (International Energy Agency), il costo del kWh dipende dal costo di esercizio della centrale e dal capitale necessario alla sua costruzione. Entrambi questi costi vengono ripartiti negli N anni di vita operativa della centrale, per cui, per essere confrontabili, devono essere riportati ad un anno di riferimento.

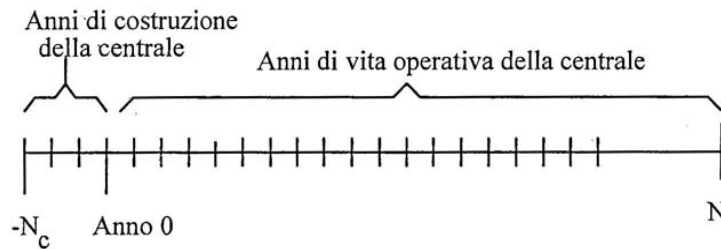


Figura 1 - Anni di vita di una centrale elettrica.

L'anno di entrata in servizio della centrale è detto anno zero.

Nella versione estesa della formula per il calcolo del prezzo del kWh dell'IEA vengono considerati svariati fattori di natura finanziaria e tecnico-economica come il deprezzamento degli impianti o tassi di interesse variabile.

È possibile, in prima approssimazione, applicare una formula semplificata che porta in conto solo il costo del capitale, ed il costo del combustibile.

La spesa annua da sostenere per costruire la centrale di potenza nominale P_n e per esercirla, cioè produrre l'energia E_p è pari a:

$$C_1 = C_{kwi} P_n \frac{i \cdot (1 + i)^N}{(1 + i)^N - 1} + C_E \cdot E_p$$

Dove il primo termine rappresenta la rata annua di rimborso del capitale dove:

- C_{kwi} è il costo del kW installato, che dipende dal tipo di centrale;
- N sono il numero di anni ammortamento;
- i è il tasso di interesse.

Il secondo termine rappresenta, invece, la spesa annuale per l'approvvigionamento del combustibile necessario a produrre ogni anno l'energia E_p . C_E è calcolabile come:

$$C_E = \frac{C_{kgc} \cdot 860}{\eta_g P_{ci}}$$

Dove

- C_{kgc} è il costo del combustibile;
- P_{ci} è il potere calorifico inferiore del combustibile;
- η_g il rendimento globale dell'impianto.

Dividendo l'espressione di C_1 membro a membro per P_n si ottiene la spesa annua per ogni kW installato in centrale:

$$C_{kW} = C_{kWi} \frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1} + \frac{C_{kgc} \cdot 860}{\eta_g P_{ci}} \cdot n_e$$

Dove il rapporto

$$n_e = \frac{E_p}{P_n}$$

È il numero di ore di funzionamento equivalente a quello a potenza nominale. Dividendo, infine C_{kW} per n_e si ottiene l'**espressione semplificata del costo di produzione del kWh**:

$$C_{kWh} = C_{kWi} \frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \frac{1}{n_e} + \frac{C_{kgc} \cdot 860}{\eta_g P_{ci}}$$

Si osserva che tale espressione è del tipo

$$C_{kWh} = \frac{A}{n_e} + B$$

Mentre

$$C_{kW} = A + B \cdot n_e$$

Quest'ultima equazione rappresenta una retta nel piano $C_{kW} - n_e$. Nella seguente figura sono rappresentate due rette che si riferiscono a due tipi di centrali, la prima ad elevato costo capitale e più basso costo del combustibile, la seconda viceversa:

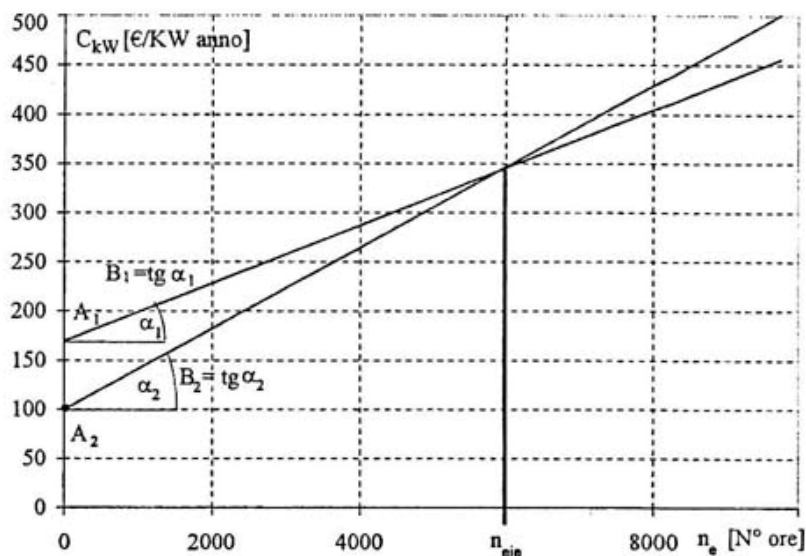


Figura 2 - Punto di indifferenza economica.

Il punto di intersezione delle rette n_{eie} è detto **punto di indifferenza economica**. Per $n_e < n_{eie}$ è conveniente produrre con la centrale 2, per $n_e > n_{eie}$ viceversa.

Nella seguente figura, invece, sono rappresentate due rette relative ad una centrale a carbone e a ciclo combinato:

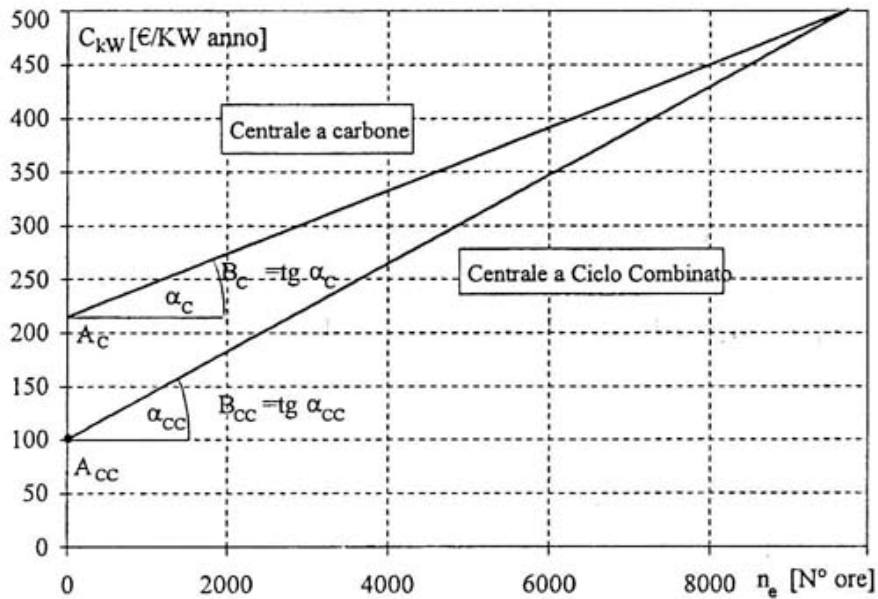


Figura 3 - Punto di indifferenza economica per una centrale a carbone e a ciclo combinato.

si nota come, in questo caso specifico, la centrale a ciclo combinato risulti sempre più conveniente di quella a carbone essendo $n_{eie} > 8760$.

2. Impianti idroelettrici

2.1. Generalità

2.1.1. Classificazione degli impianti idroelettrici

Gli impianti di produzione idroelettrici possono essere classificati in tre grandi categorie, che differiscono sia per il servizio elettrico (di potenza, di regolazione, di modulazione, di rampa, etc..) sia per la diversità di opere idrauliche e civili presenti:

- **Impianti ad acqua fluente:** in questi impianti viene eseguito uno sbarramento in una sezione del corso d'acqua, in modo tale da creare un dislivello tra monte e valle. Mediante opere di presa e derivazione, una certa portata d'acqua viene inviata in centrale. Sono destinati ad un servizio di base, sono provvisti di gruppi a basso numero di giri (alternatori con elevato numero di poli) trascinati da turbine Kaplan, a Bulbo o Francis, in grado di elaborare portate elevate ($Q > 250 - 800 \text{ m}^3/\text{s}$) sfruttando basse cadute ($H < 30 - 40 \text{ m}$). Gli impianti fluviali possono essere suddivisi in:
 - Impianti con centrale elettrica a valle della traversa: per salti massimi di alcune decine di metri, utilizzano turbine ad asse verticale;
 - Impianti con diga e centrale è a piè di diga: per salti compresi tra alcune decine di metri e $100 - 150 \text{ m}$, utilizzano condotte forzate e turbine ad asse verticale;

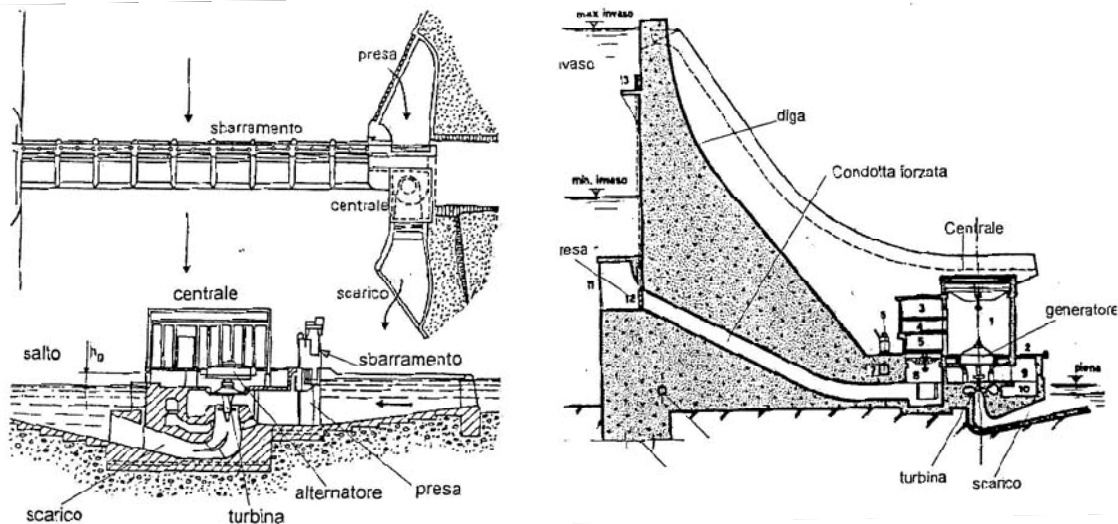


Figura 4 - Impianti fluviali con centrale elettrica a valle della traversa (a sinistra) e impianti con centrale a piè di diga (a destra).

- Impianti fluviali ad asse orizzontale: per salti esigui (al più 20 metri), utilizzano turbine ad asse orizzontale. Si distinguono in centrali a bulbo, con alternatore separato dalla turbina o sistemato sulla girante.

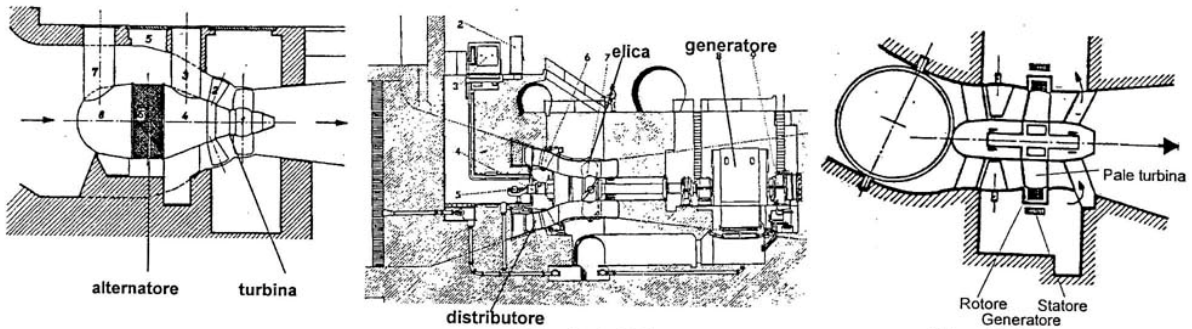


Figura 5 - Centrale e bulbo (sinistra), centrale con alternatore separato dalla turbina (centro) o sistemato sulla girante (destra).

- **Impianti a bacino:** in questi impianti viene creato un bacino artificiale mediante una diga. I salti disponibili vanno dal centinaio di metri fino anche a 1000 – 1500 m. Il lago artificiale viene costruito in modo tale da avere la più alta caduta geodetica rispetto alla centrale. Sono destinati ad un servizio di modulazione e regolazione. Elaborano portate medie (da 20 – 30 m³/s a 150 – 200 m³/s) e limitate ($Q < 20 \text{ m}^3/\text{s}$), sfruttando cadute medio-alte (da 50 – 100 m fino a 1200 m). Le turbine utilizzate sono pertanto di tipo Francis o Pleton. Gli impianti a bacino si dividono in:
 - Impianti con derivazione a pelo libero: vengono realizzati quando la quota del pelo libero del lago è vicina alla quota del punto di massima pendenza verso la centrale, da cui si dipartono le condotte forzate. In questo caso si può usare un canale a pelo libero ed una vasca di carico, che ha il compito di creare una riserva d'acqua in prossimità della centrale per far fronte alle variazioni di potenza.

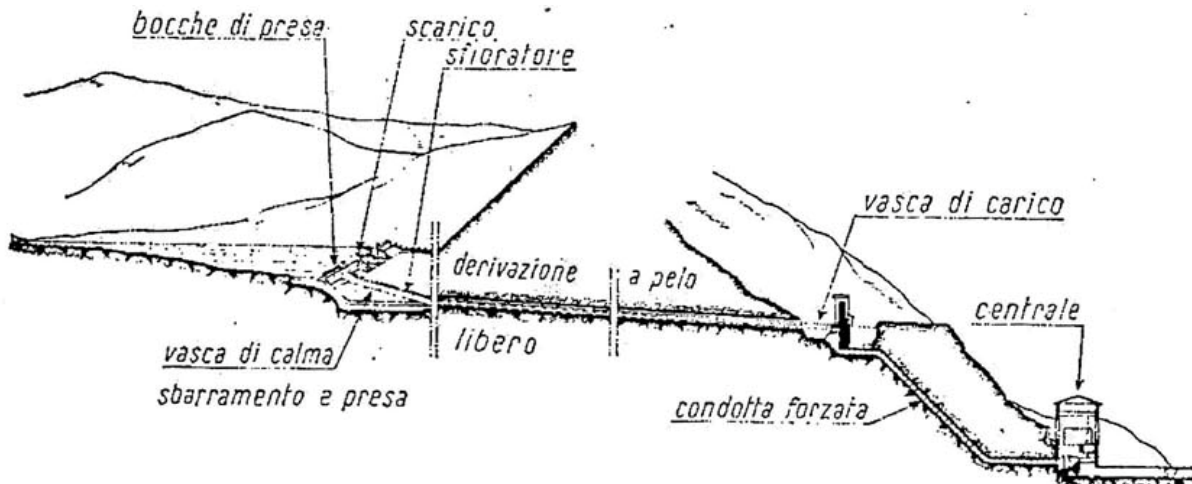


Figura 6 - Impianto a bacino con canale derivatore, vasca di carico, condotta forzata e centrale all'aperto.

- Impianti con derivazione in galleria in pressione: sono realizzate quando il dislivello tra il pelo libero del lago e il punto di massima pendenza verso la centrale è elevato. Se si costruisse un canale a pelo libero, infatti, si perderebbe il salto geodetico tra il pelo dell'acqua e la condotta forzata. Il pozzo piezometrico svolge la stessa funzione della vasca di carico ma, inoltre, attenua le sovrappressioni causate dalla variazione rapida del distributore di turbina.

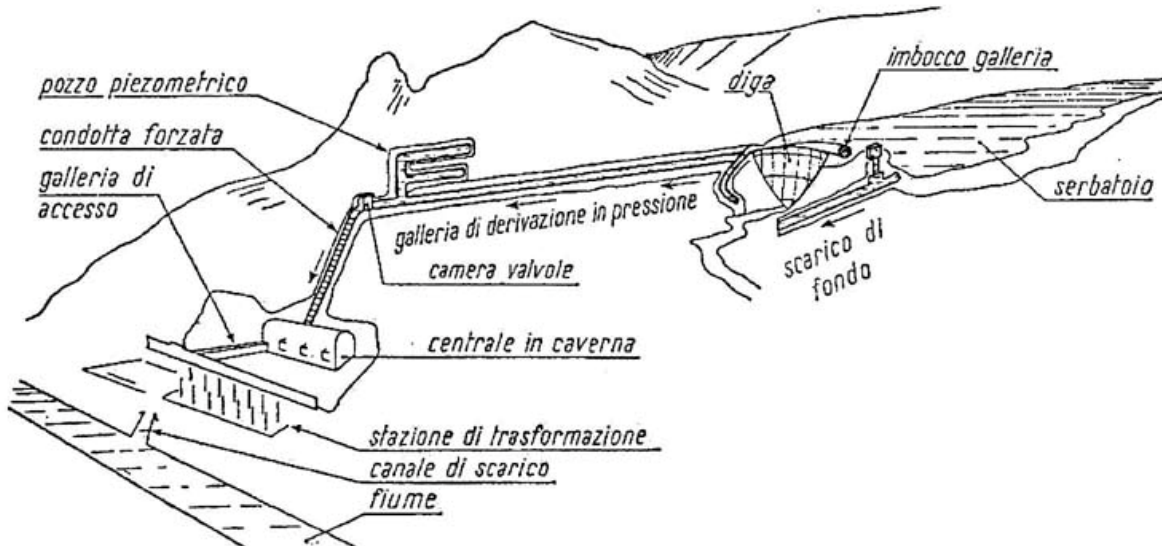


Figura 7 - Impianto a bacino con galleria di derivazione in pressione, pozzo piezometrico, condotta forzata e centrale in caverna.

- **Impianti di accumulazione:** in questo tipo di impianti sono presenti due bacini, uno superiore e l'altro inferiore collegati mediante un gruppo turbina-generatore e un gruppo motore-pompa. Ciò consente di pompare acqua dal bacino inferiore al bacino superiore durante i periodi di basso carico (notte, week end) e di produrre energia per coprire le punte. Proprio per questo, quindi, gli impianti sono adatti al servizio di punta. Tipicamente elaborano portate medio-alte ($Q \approx 50 - 100 \text{ m}^3/\text{s}$) con cadute medie (dell'ordine del centinaio di metri). A seconda del numero di macchine idrauliche ed elettriche utilizzate si distinguono:
 - **Impianti quaternari:** sono presenti due macchine idrauliche (pompa e turbina) e due macchine elettriche (motore e generatore);
 - **Impianti ternari:** Sono presenti due macchine idrauliche (pompa e turbina) e una macchina elettrica (motore/generatore sincrono);
 - **Impianti binari:** sono presenti una macchina idraulica (turbina/pompa, reversibile) ed una macchina elettrica (motore/generatore sincrono).

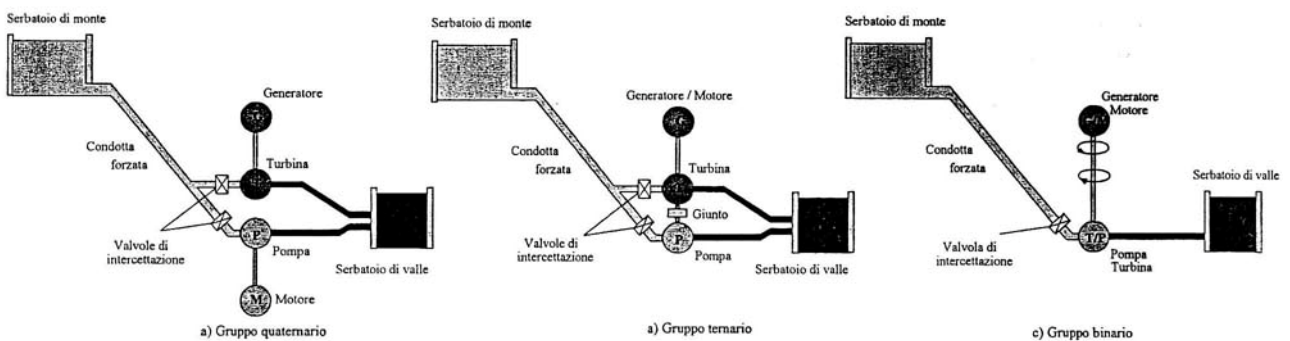


Figura 8 - Impianti idroelettrici di pompaggio. a) gruppi quaternari; b) gruppi ternari; c) gruppi binari.

2.1.2. Potenza e rendimenti negli impianti idroelettrici

Con riferimento alla seguente figura:

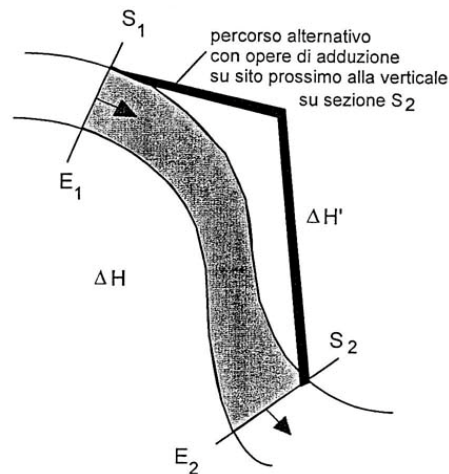


Figura 9 – Schema di un corso d'acqua.

si consideri una certa massa d'acqua di riferimento (1 kg). Il kg di acqua è dotato, nelle due sezioni \$S_1\$ ed \$S_2\$, di energia cinetica, potenziale e di pressione. Applicando la legge di Bernoulli tra dette sezioni si ha:

$$z_1 + \frac{P_1}{\delta_1 g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\delta_2 g} + \frac{v_2^2}{2g} + \Delta H$$

Dove

- \$z\$ è la quota relativa ad una data sezione;
- \$P\$ è la pressione;
- \$\delta\$ è la densità del fluido;
- \$v\$ è la velocità;
- \$g\$ è l'accelerazione di gravità;
- \$\Delta H\$ sono le perdite di carico idrauliche che l'unità di massa subisce passando dalla sezione a monte \$S_1\$ alla sezione a valle \$S_2\$;

Dal momento che si può ritenere che

$$v_1 \cong v_2 \quad ; \quad P_1 \cong P_2 \quad ; \quad \delta_1 \cong \delta_2$$

Si ha

$$z_1 - z_2 = \Delta H = H_0$$

Dove con \$H_0\$ si è indicata la differenza di quota \$z_1 - z_2\$ tra le sezioni \$S_1\$ e \$S_2\$. È evidente che, in assenza di derivazioni, tutta la caduta geodetica è dissipata in perdite per attrito. Attraverso opportune opere è possibile ridurre le perdite \$\Delta H\$ ad un valore \$\Delta H'\$, tale che si rende disponibile alla produzione di energia un salto \$H\$ pari a:

$$H = \Delta H - \Delta H' = H_0 - \Delta H'$$

È evidente che se tra le due sezioni del corso del fiume non ci fossero perdite di carico tutto il salto H_0 sarebbe sfruttabile ai fini della produzione di energia elettrica e la potenza meccanica producibile da una turbina che elabori una portata Q sarebbe pari a:

$$P_0 = g\delta QH_0 = 9,81 \cdot QH_0$$

Tale potenza è detta **potenza disponibile**. Se si portano in conto anche le perdite di carico $\Delta H'$, allora l'altezza utilizzabile dalla turbina, **altezza netta H** , potrà sviluppare una **potenza teorica di turbina** pari a

$$P_t = 9,81 \cdot QH$$

Tale potenza viene detta teorica in quanto non tiene conto delle perdite in turbina. La **potenza meccanica effettiva** di turbina è pari a:

$$P_m = \eta_i \eta_v \eta_m P_t$$

Dove

- η_i è il rendimento idraulico che tiene conto delle perdite per attrito nella vena fluida;
- η_v è il rendimento volumetrico che tiene conto che non tutta la portata viene elaborata dalle pale rotoriche;
- η_m è il rendimento meccanico che tiene conto delle perdite meccaniche (cuscinetti, attrito ventilante, etc...).

Il rapporto $\eta_a = \frac{P_t}{P_0}$ è detto **rendimento delle opere di adduzione**. È dunque possibile definire il rendimento dell'impianto motore idraulico:

$$\eta_{imp} = \eta_a \eta_i \eta_v \eta_m = \frac{P_m}{P_0}$$

Compreso, in genere, tra 0,6 ÷ 0,85.

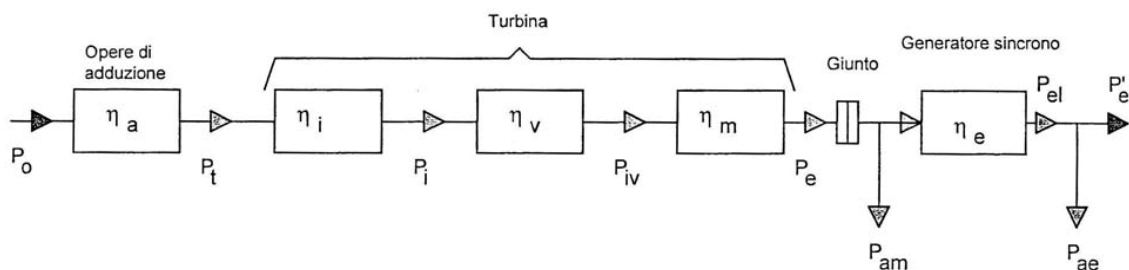


Figura 10 - Rendimenti dei componenti di un impianto idroelettrico.

Se si considerano le potenze P_{am} e P_{ae} , prelevate rispettivamente dagli ausiliari meccanici ed elettrici di centrale, ed il rendimento del generatore sincrono η_e si ha che il rendimento globale dell'impianto idroelettrico η_{gi} è pari a:

$$\eta_{gi} = \frac{P'_{el}}{P_0} = \eta_e \cdot \eta_{imp} - \eta_e \frac{P_{am}}{P_0} - \frac{P_{ae}}{P_0}$$

2.1.3. L'utilizzazione dei corsi d'acqua

La realizzazione di un determinato tipo di impianto in una sezione di un corso d'acqua dipende dai valori di altezza e portata che si hanno a disposizione: in sezioni prossime alla sorgente si hanno salti più elevate, ma portate modeste (zone montuose), mentre in vicinanza della foce si hanno portate elevate, ma cadute ridotte (zone pianeggianti). In entrambi i casi è necessario effettuare lo studio idrologico del bacino imbrifero¹ dal quale il corso d'acqua prende origine.

Negli impianti idrici ad acqua fluente la portata di dimensionamento Q_d è sempre superiore alla portata di massima magra Q_{Mm} , perché altrimenti il corso d'acqua non sarebbe sufficientemente sfruttato. Tale scelta comporta che ci saranno dei periodi dell'anno in cui la portata del corso d'acqua sarà inferiore alla Q_d , pertanto l'impianto non verrà pienamente sfruttato. Per scegliere razionalmente la portata di dimensionamento Q_d , è pertanto necessario effettuare lo **studio idrologico del corso d'acqua**, al fine di:

- Determinare le portate da derivare per trovare un compromesso tra i due opposti obiettivi: massima portata derivata e massimo sfruttamento dell'impianto;
- Prevedere le condizioni di funzionamento dell'impianto (potenza erogabile, energia producibile) per integrare lo stesso nella rete;
- Prevedere gli eventi di piena straordinaria (al fine di adottare adeguate misure di sicurezza) e di magra straordinaria (al fine di valutare le ripercussioni sull'esercizio del sistema elettrico).

Per effettuare tale studio, si fa ricorso a indagini statistiche, come verrà illustrato di seguito.

¹ Il **bacino idrografico** è l'area topografica (solitamente identificabile in una valle o una pianura) di raccolta delle acque che scorrono sulla superficie del suolo confluenti verso un determinato corpo idrico recettore che dà il nome al bacino stesso. Se le acque raccolte sono solo quelle dovute alle precipitazioni si parla di **bacino imbrifero**.

2.1.3.1. Studio idrologico dei corsi d'acqua

Lo studio idrologico di un corso d'acqua è un'analisi statistica in cui la variabile aleatoria è la **portata media giornaliera** (misurato in m^3/s). La funzione di distribuzione tipica delle portate medie giornaliere non è simmetrica, ma allungata verso le portate più elevate:

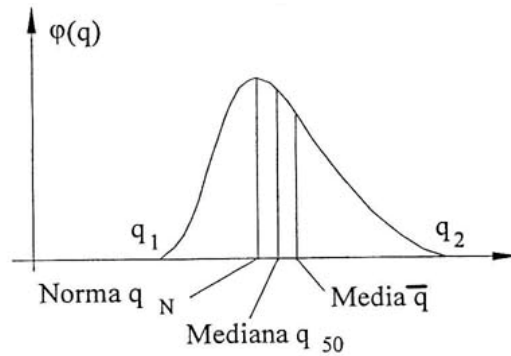


Figura 11 - Funzione di distribuzione delle portate medie giornaliere.

La curva di probabilità cumulativa relativa a tale distribuzione, può essere utilizzata per ricavare la **curva di durata delle portate**, $q_d(t)$, considerando i giorni come variabile indipendente:

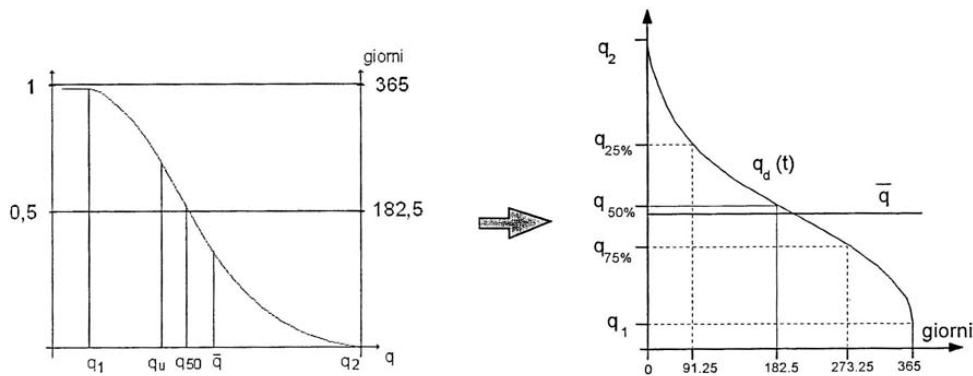


Figura 12 - Curva di probabilità cumulativa e curva di durata delle portate.

Su tale curva sono individuabili i seguenti valori significativi di portata:

- q_1 : portata di massima magra;
- q_2 : portata di massima piena;
- $q_{75\%}$: portata di magra ordinaria;
- $q_{25\%}$: portata di piena ordinaria;
- $q_{50\%}$: portata semipermanente (mediana);
- \bar{q} : portata media.

2.1.3.2. Coefficiente di utilizzazione del corso d'acqua e dell'impianto idraulico

Il volume massimo di acqua derivabile dal fiume è paria Il volume massimo di acqua derivabile dal fiume è paria

$$V_{max} = \int_0^{365} q_d(t) dt = \bar{q} \cdot 365$$

Ed è pari all'area sottesa alla curva $q_d(t)$:

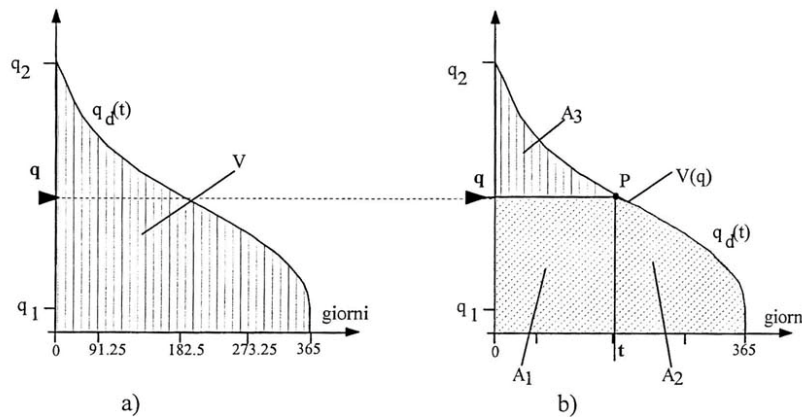


Figura 13 - Massimo volume d'acqua derivabile per una data portata di dimensionamento q .

Se viene scelta una portata di dimensionamento q , il volume massimo derivabile in centrale è (con riferimento alla figura in alto) pari a:

$$V(q) = q \cdot t + \int_t^{365} q_d(t) dt = A_1 + A_2$$

Si definisce **coefficiente di utilizzazione del corso d'acqua** U_1 , il rapporto tra il volume d'acqua inviato in centrale in un anno $V(q)$ e quello messo a disposizione dal corso d'acqua nello stesso periodo V_{max} :

$$U_1(q) = \frac{V(q)}{V_{max}} = \frac{q \cdot t + \int_t^{365} q_d(t) dt}{\bar{q} \cdot 365}$$

Si definisce, altresì, **coefficiente di utilizzazione della derivazione (o dell'impianto)** U_2 , il rapporto tra il volume derivabile $V(q)$ e il volume massimo derivabile alla portata q :

$$U_2 = \frac{V(q)}{V^*(q)} = \frac{q \cdot t + \int_t^{365} q_d(t) dt}{q \cdot 365}$$

Sia U_1 che U_2 sono funzione della portata di dimensionamento q :

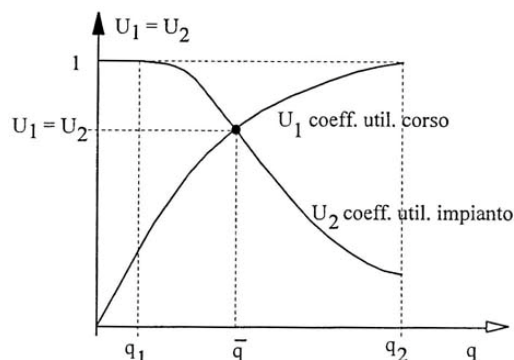


Figura 14 – Andamenti di U_1 e U_2 in funzione della portata di dimensionamento q .

In linea di massima la portata di dimensionamento viene scelta prossima alla $q_{50\%}$.

2.2. Opere idrauliche

2.2.1. Gli sbarramenti e i laghi artificiali

Gli sbarramenti vengono costruiti con lo scopo di realizzare **serbatoi di regolazione** e **laghi artificiali**. Essi vengono classificati in base al tempo in cui si effettua il ciclo di invaso-svuotamento:

- Giornalieri: se l'acqua viene immagazzinata durante le ore del giorno in cui il carico elettrico è basso;
- Settimanali: se l'acqua viene accumulata durante i giorni festivi (di basso carico)
- Stagionali: se l'acqua viene immagazzinata due volte l'anno: nei mesi di scioglimento delle nevi e di maggiore piovosità.
- Annuali: se l'acqua viene immagazzinata in primavera-estate (scioglimento dei ghiacciai) e viene rilasciata in autunno-inverno.

In particolare, la **durata d'invaso di un serbatoio** è definita come *il tempo necessario al suo riempimento, considerando la portata media dei corsi d'acqua che lo alimentano*. Si distinguono quindi:

- Serbatoi di regolazione stagionale: se la durata d'invaso è maggiore o uguale a 400 ore;
- Bacini di modulazione settimanale o giornaliera: se la durata d'invaso è maggiore di 2 ore, ma inferiore a 400 ore.

Gli sbarramenti si dividono in due principali categorie: **traverse** e **dighe**. Si hanno, in particolare:

- Sbarramenti murari
- Sbarramenti in materiali disciolti
- Sbarramenti di tipo vario
- Traverse fluviali

Quando lo sbarramento non ha il compito di creare un vero e proprio invaso, bensì quello di creare una quota di derivazione elevata, allora si ricorre ad una traversa. La traversa può essere fissa o mobile: si ricorre a traverse mobili quando il corso d'acqua è soggetto a forti piene, pertanto diventa necessario modulare la portata d'acqua sfiorata.

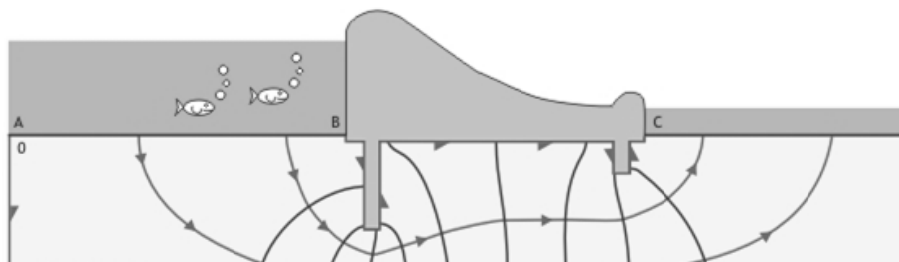


Figura 15 - Traversa.

Sono considerate dighe gli sbarramenti di altezza maggiore di 10 m e capacità di invaso maggiore di 100'000 m³. Le dighe sono pertanto sbarramenti artificiali che devono essere in grado di resistere alle seguenti sollecitazioni:

1. Peso proprio della struttura;
2. Spinta idrostatica sul paramento a monte, esercitata dall'acqua al massimo livello;
3. Eventuale spinta del ghiaccio;
4. Azioni sismiche;
5. Sforzi legati ad escursioni termiche;
6. Sottopressioni idrauliche dovute alle infiltrazioni di acqua sotto le fondazioni. Tali sottopressioni vengono ridotte praticando delle canne di drenaggio verticali.

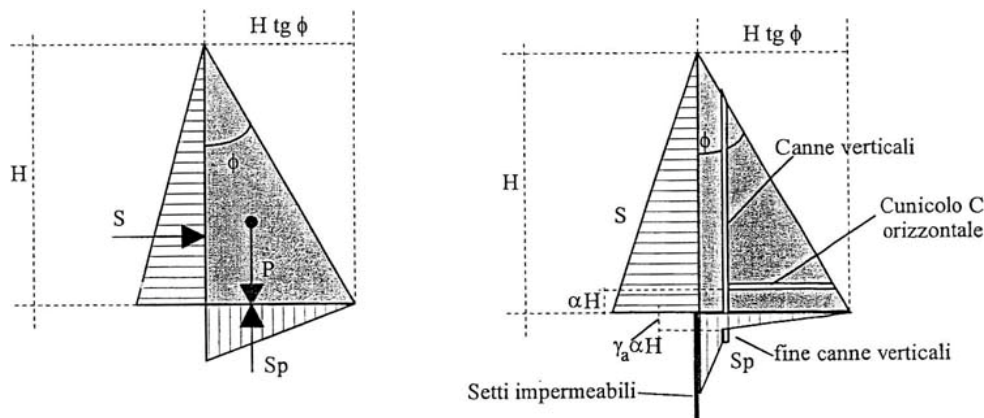


Figura 16 – Azioni 1), 2) e 6) su di una diga a gravità massiccia.

Esistono varie tipologie di dighe, la cui adozione dipende principalmente dalla morfologia del terreno dove si intende costruire il bacino.

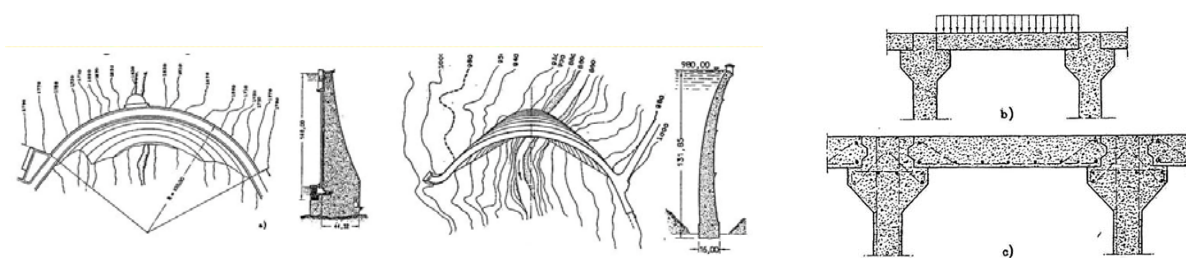


Figura 17 - Alcuni tipi di dighe (da sinistra a destra): ad arco, a cupola, a speroni.

Per il corretto funzionamento dei laghi artificiali sono necessari, oltre allo sbarramento, altre opere idrauliche quali:

- **Sfioratori:** sono opere in grado di far tracimare la diga nelle occasioni di piena. Possono essere sfioratori di superficie oppure possono far parte della diga stessa (dighe tracimabili).
- **Scarichi di fondo:** sono opere con il duplice compito di far avvenire lo svuotamento rapido e totale del lago o per lo sghiaimento.
- **Opere di presa:** sono tutte le opere necessarie per prelevare acqua dal bacino. Sono tipicamente condotti in pressione che hanno origine alla base delle dighe.

2.2.2. I canali derivatori

I canali di derivazione hanno il compito di trasportare l'acqua dalle opere di presa alla condotta forzata con le minori perdite possibile.

I parametri fondamentali dei canali derivatori sono la **pendenza** e la **sezione**. Grandi sezioni diminuiscono le perdite di carico, ma aumentano gli oneri costruttivi. Pendenze elevate consentono di ridurre, a parità di portata, le sezioni dei canali, aumentando però le perdite di carico, per via della maggiore velocità dell'acqua. La scelta di pendenza e sezione, quindi, deve essere eseguita mediante un confronto di tipo tecnico-economico, minimizzando l'onere annuo S , pari alla somma degli oneri di costruzione C_{costr} e dai mancati introiti dovuti all'energia perduta (e quindi non venduta) $M_{int\Delta E_p}$:

$$S = C_{costr} + M_{int\Delta E_p}$$

I canali derivatori si distinguono in:

- **canali a pelo libero**: vengono utilizzati negli impianti ad acqua fluente con grandi portate. Hanno costi di costruzione contenuti e sono rapidi da realizzare;
- **gallerie in pressione**: sono realizzate per impianti idroelettrici che sfruttano salti elevati. Hanno costi di costruzione maggiori e sono più lunghi da realizzare.

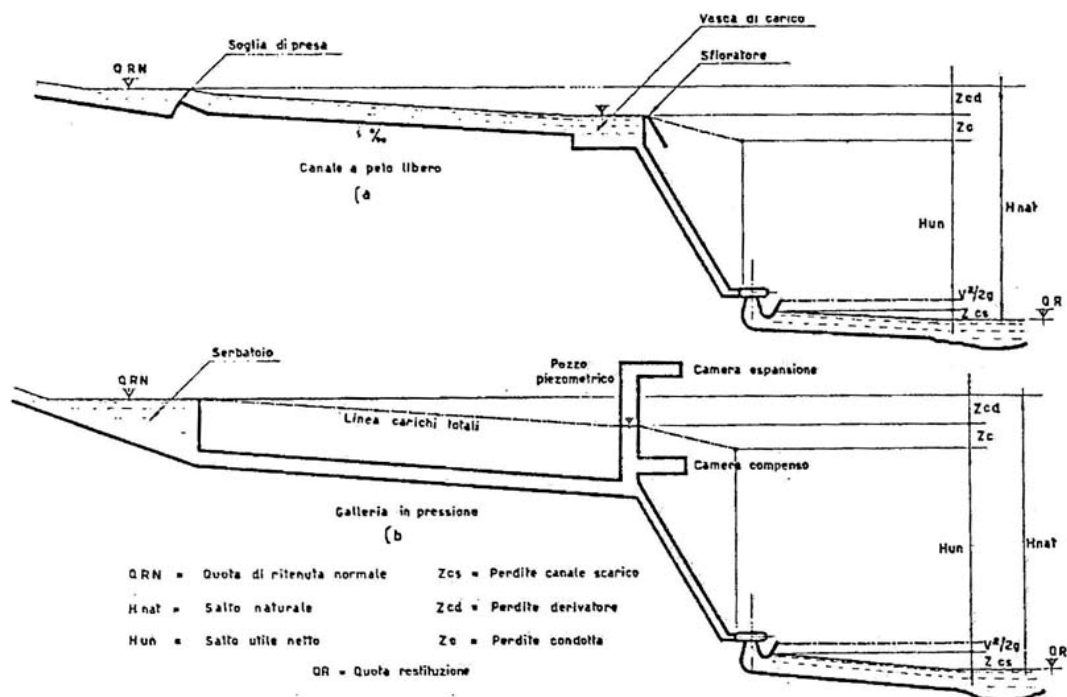


Figura 18 - Canali a pelo libero e gallerie in pressione.

Al termine dei canali derivatori sono poste le vasche di carico (nel caso di canali a pelo libero) o i pozzi piezometrici (gallerie in pressione) che hanno il compito di far fronte alle improvvise riduzioni o aumenti di portata, attuati dal distributore di turbina.

2.2.3. I pozzi piezometrici o vasche di oscillazione

I pozzi piezometrici o vasche di oscillazione hanno due compiti fondamentali:

1. ridurre le sovrappressioni per colpo d'ariete durante la chiusura del distributore di turbina;
2. mettere a disposizione una riserva di acqua capace di far rapidamente fronte alle richieste di aumento di portata da parte della centrale.

La quota del pelo libero del pozzo piezometrico è, in condizioni di diga al massimo livello e portata nulla, pari a quella della diga stessa. Durante le prese e le riduzioni di carico, le variazioni di portata in galleria in pressione producono variazioni di quota del pelo libero del pozzo piezometrico. Tali escursioni devono essere attentamente valutate per evitare la tracimazione del pozzo.

2.2.3.1. Dimensionamento di un pozzo piezometrico

Il valore dell'ampiezza delle oscillazioni del pelo libero del pozzo piezometrico viene valutata facendo le seguenti ipotesi di base:

1. La variazione di portata ha luogo nella sezione di uscita del pozzo piezometrico (U);
2. La manovra di variazione di portata è istantanea;
3. Le pareti del pozzo sono indeformabili;
4. Si trascura l'inerzia dell'acqua e le perdite di carico nel pozzo.

Si faccia riferimento, in seguito, alla seguente figura:

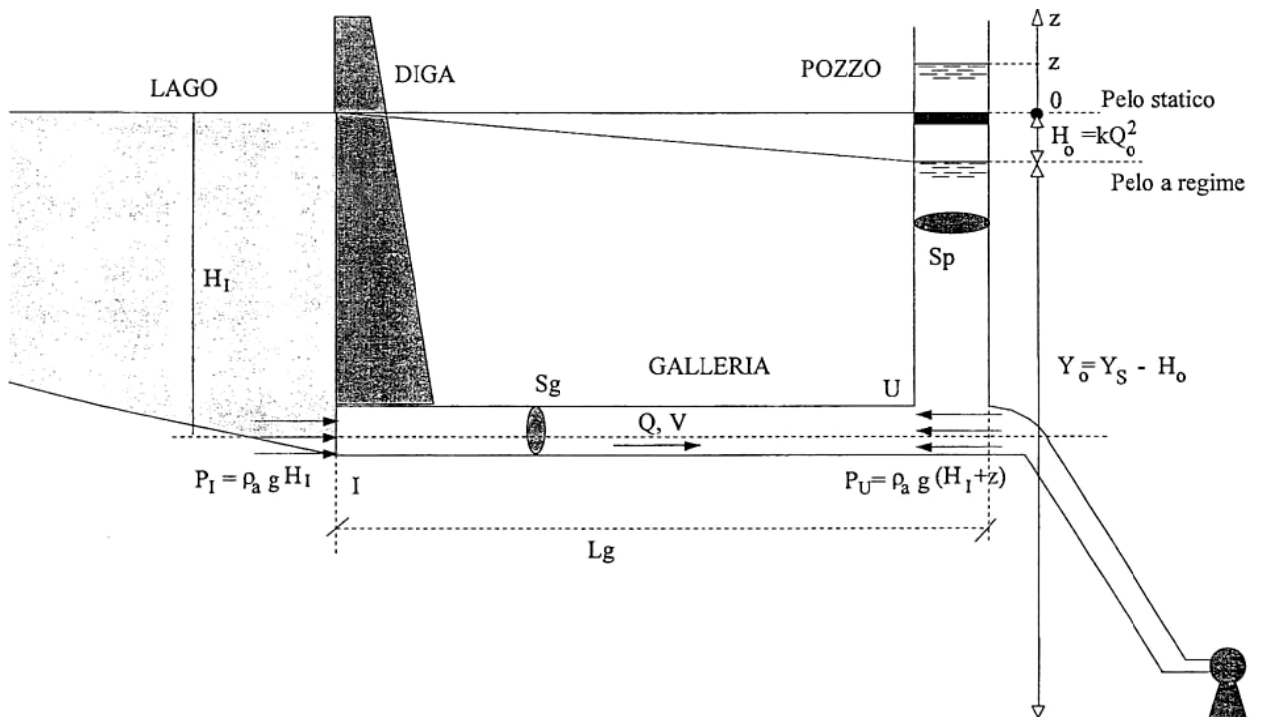


Figura 19 - Pozzo piezometrico.

Secondo il **teorema del lavoro e dell'energia cinetica** che afferma che *la variazione infinitesima dell'energia cinetica posseduta da un fluido in un condotto dE_c è pari al lavoro infinitesimo dL compiuto dalle forze esterne agenti su tale massa* si ha che:

$$dE_c = dL$$

Dalla definizione di energia cinetica

$$E_c = \frac{1}{2} m V^2 = \frac{1}{2} \rho_a S_g L_g V^2$$

Dove ρ_a è la densità dell'acqua, S_g e L_g rispettivamente la sezione e la lunghezza del condotto in pressione. Si ha

$$dE_c = m V dV = \rho_a S_g L_g V dV$$

Le forze agenti sul fluido nel condotto sono:

- La forza dovuta alla differenza di pressione tra la sezione di ingresso alla galleria P_I e la sezione di uscita P_U :

$$F_{\Delta P} = S_g (P_I - P_U) = S_g \rho_a g [H_I - (H_I + z)] = -\rho_a g S_g z$$

Tale forze è diretta verso il lago se $z > 0$

- La forza di attrito tra acqua e pareti della galleria F_A :

$$F_a = \rho_a g \Delta H S_g$$

Dove $\Delta H = KQ^2$ sono le perdite di carico. Tale è forza è diretta in senso opposto alla velocità.

Il lavoro infinitesimo prodotto da dette forze è pari a

$$dL = F_A ds + F_{\Delta P} ds = -\rho_a g \Delta H S_g V dt - \rho_a g S_g z V dt$$

Essendo $ds = V dt$.

A questo punto la $dE_c = dL$ diventa:

$$\rho_a S_g L_g V dV = -\rho_a g \Delta H S_g V dt - \rho_a g S_g z V dt$$

Semplificando si ottiene (ricordando che $\Delta H = KQ^2$ e $dQ = S_g dV$):

$$L_g dV = -g \Delta H dt - g z dt$$

$$\boxed{\frac{L_g}{S_g g} \frac{dQ}{dt} + z + KQ^2 = 0}$$

Se si indica con Q la portata attuale in galleria a pressione, e con \bar{Q} quella che viene a stabilirsi a seguito della manovra nell'intervallo dt , la variazione del volume di acqua nel pozzo è calcolabile applicando l'**equazione di continuità**, e vale:

$$S_p dz = (Q - \bar{Q}) dt$$

Ossia

$$\boxed{S_p \frac{dz}{dt} = (Q - \bar{Q})}$$

Mettendo a sistema le equazioni evidenziate si ottiene:

$$\begin{cases} \frac{L_g}{S_g g} \frac{dQ}{dt} + z + KQ^2 = 0 \\ S_p \frac{dz}{dt} = (Q - \bar{Q}) \end{cases}$$

Questo sistema nelle incognite Q e z può essere trasformato (per derivazione della seconda e sostituzione nella prima), in una equazione differenziale non lineare del 2° ordine nella variabile z :

$$\frac{S_p L_g}{S_g g} \frac{d^2 z}{dt^2} + K \left| S_p \frac{dz}{dt} - \bar{Q} \right| \left(S_p \frac{dz}{dt} - \bar{Q} \right) + z = 0$$

Caso limite: assenza di perdite di carico in galleria

Tale equazione differenziale può essere trasformata in una equazione differenziale a coefficienti costanti se si trascurano le perdite in galleria:

$$\begin{cases} \frac{S_p L_g}{S_g g} \frac{d^2 z}{dt^2} + z = 0 \\ z = 0 \quad \text{per} \quad t = 0 \\ \frac{dz}{dt} = \frac{Q_0 - \bar{Q}}{S_p} \quad \text{per} \quad t = 0 \end{cases}$$

Dove Q_0 è la portata iniziale mentre \bar{Q} è la nuova portata. La soluzione di tale equazione è una funzione sinusoidale:

$$z(t) = (Q_0 - \bar{Q}) \sqrt{\frac{L_g}{g S_g S_p}} \sin(\omega t) \quad \omega = \sqrt{\frac{g S_g}{S_p L_g}}$$

Da cui discende, per l'equazione di continuità:

$$Q(t) = \bar{Q} + (Q_0 - \bar{Q}) \cos(\omega t)$$

Nella figura sottostante è rappresentato l'andamento della $z(t)$ e della $Q(t)$ nel caso di variazione di portata da Q_0 a \bar{Q} :

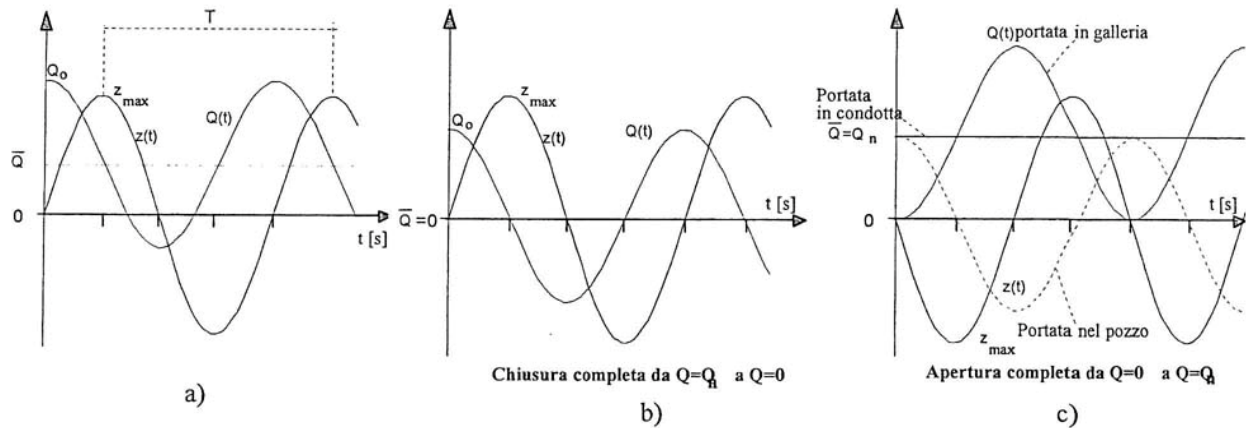


Figura 20 - a) Andamento della $z(t)$ e della $Q(t)$ nel caso di variazione di portata da Q_0 a \bar{Q} ;
 b) Andamento della $z(t)$ e della $Q(t)$ nel caso di intercettazione completa della portata $Q_0 = Q_n$ e $\bar{Q} = 0$;
 c) Andamento della $z(t)$ e della $Q(t)$ nel caso di apertura completa del distributore da chiuso $Q_0 = 0$ e $\bar{Q} = Q_n$.

Il periodo di oscillazione è tanto maggiore quanto maggiore è la sezione del pozzo e la lunghezza della galleria in pressione, e quanto minore è la sezione di quest'ultima. Tuttavia a maggiori sezioni del pozzo S_p corrispondono minori ampiezze di oscillazione massime z_{max} .

A tal proposito si noti che tale ampiezza massima si può ricavare da considerazioni energetiche, applicando il principio di conservazione dell'energia meccanica alla massa d'acqua in galleria: l'energia cinetica E_c posseduta da tale massa si trasforma in energia potenziale E_p che innalza il livello del pozzo:

$$\begin{cases} E_c = \frac{1}{2} \rho_a S_g L_g V_0^2 = \frac{1}{2} \rho_a L_g \frac{Q_n^2}{S_g} \\ E_p = \rho_a S_p \frac{z_{max}^2}{2} \end{cases}$$

Uguagliando E_c ed E_p si ottiene l'espressione di z_{max} , uguale a quella che si ottiene considerando l'espressione di $z(t)$ con $\sin(\omega t) = 1$.

A titolo di esempio, se si suppongono i seguenti valori: $L_g = 4 \text{ km}$, $S_g = 14 \text{ m}^2$, $S_p = 64 \text{ m}^2$ con una velocità in galleria iniziale di $V_0 = 5 \text{ m/s}$, ossia $Q_0 = 70 \text{ m}^3/\text{s}$ si ha un periodo di oscillazione pari a

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = 4,73 \text{ min}$$

Con una oscillazione massima pari a

$$z_{max} = 45 \text{ m}$$

Il valore del periodo di oscillazione trovato giustifica, a posteriori, l'ipotesi di aver trascurato il tempo di chiusura del distributore (che risulta dell'ordine delle decine di secondi).

Caso reale: perdite di carico in galleria

Se si portano in conto le perdite di carico in galleria, le oscillazioni del livello del pozzo non sono sinusoidi persistenti, ma smorzate. In figura è riportato un confronto qualitativo delle due oscillazioni di livello:

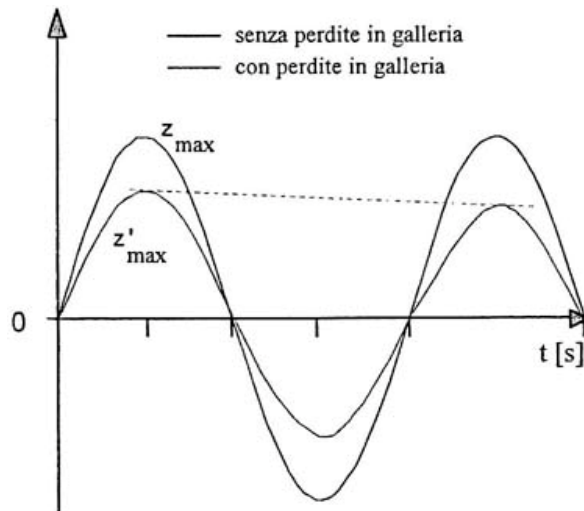


Figura 21 - Oscillazioni del livello di un pozzo piezometrico: caso ideale (z_{max}) e caso reale (z'_{max}).

La massima ampiezza della prima oscillazione (che è il parametro importante ai fini del dimensionamento geometrico del pozzo) si può valutare tramite la seguente espressione:

$$z'_{max} = z_{max} - 0,6 \Delta H_g$$

Dove ΔH_g sono le perdite di carico in galleria prima della manovra e z_{max} è l'ampiezza della prima oscillazione valutata senza tenere conto delle perdite di carico.

2.2.4. Le condotte forzate

Le condotte forzate convogliano l'acqua dalla vasca di carico o dal pozzo piezometrico fino alla centrale, sfruttando la massima pendenza possibile. Esse sono soggette a pressioni interne molto elevate, sia per le elevate cadute geodetiche utilizzate, sia per le sovrappressioni per colpo di ariete (vedi oltre).

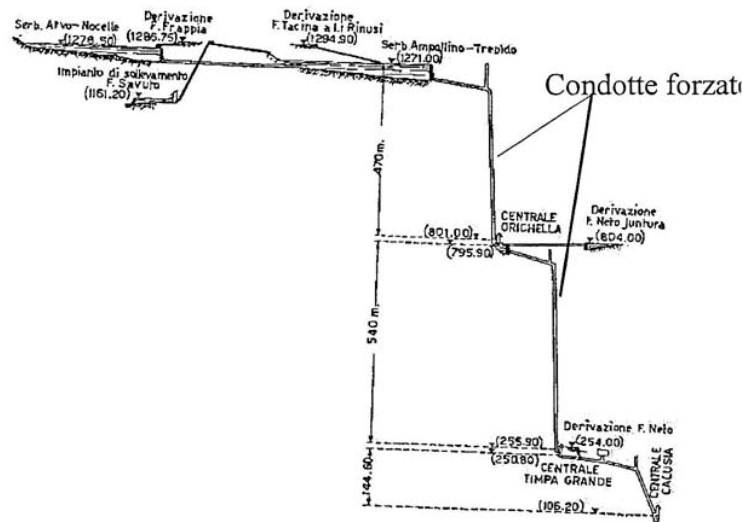


Figura 22 - Tracciato di due condotte forzate.

Le condotte forzate sono sempre circolari, in quanto tale forma permette di sopportare meglio le sollecitazioni ed, inoltre, riduce al minimo il raggio idraulico e quindi le perdite di carico. Si possono dividere in:

- **condotte in roccia:** Sono realizzate direttamente nel terreno della montagna. Sono adatte per grandi portate e cadute modeste. Sono protette dalle sollecitazioni esterne, ma richiedono un maggiore onere di installazione. Sono rivestite internamente da uno strato di calcestruzzo, per assicurare l'impermeabilità e basse perdite di carico.
- **condotte scoperte o libere:** sono costruite sulla costa della montagna e possono essere distinte in:
 - **condotte in cemento armato:** sono realizzate con grandi diametri (da 2 – 3 m fino a 10 m) e sono adatte a cadute fino al centinaio di metri. Se le pressioni sono elevate si utilizza un lamierino di acciaio interno. Le condotte in cemento armato hanno una migliore scabrezza rispetto a quelle in acciaio (minori perdite di carico), e si conservano meglio.
 - **condotte in acciaio:** vengono classificate in:
 - condotte senza saldatura: realizzate in tubi di acciaio Mannesman, hanno diametri limitati;
 - condotte chiodate: sono state usate molto nel passato, erano idonee per ottenere condotte di ampio diametro, ma sopportano basse pressioni. Inoltre il coefficiente di scabrezza è elevato (per la presenza dei chiodi);

- condotte saldate: sono realizzate mediante saldatura elettrica. Si riescono a saldare spessori fino a 100 mm, tuttavia già per spessori di 50 – 60 mm conviene ricorrere alle condotte cerchiato.
- condotte cerchiato: si distinguono due tecniche: *cerchiaggio a caldo* (applicazione a caldo intorno alla camicia degli anelli di acciaio) e *cerchiaggio a freddo* (tecnica che consiste nell'applicare anelli a freddo che hanno diametro leggermente superiore a quello esterno della camicia. Successivamente la condotta viene messa in pressione deformandosi. Quando la deformazione ha raggiunto il gioco anche gli anelli iniziano ad essere sollecitati. A questo punto la condotta viene scaricata: gli anelli si scaricano elasticamente, riacquistando la forma iniziale, mentre la camicia resta deformata plasticamente e viene compressa dagli anelli, vedi fig.).

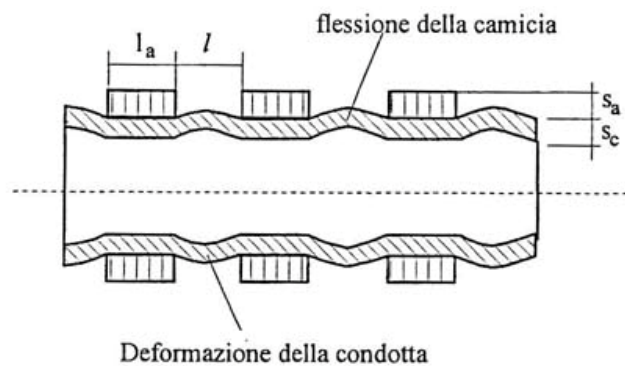


Figura 23 - Forma qualitativa della condotta forzata sottoposta al cerchiaggio a freddo.

2.2.4.1. Scelta del diametro delle condotte forzate

Il dimensionamento delle condotte forzate viene effettuato minimizzando l'onere economico totale C_T dovuto alla costruzione della condotta C_C e al mancato guadagno dovuto alle perdite di energia C_E :

$$C_T = C_C + C_E$$

Il costo della condotta è calcolabile come

$$C_C = C_{kg} P_C r_a$$

Dove

- C_{kg} è il costo del materiale al chilogrammo;
- P_C è il peso della condotta che dipende dalle caratteristiche geometriche, dalla pressione interna, dal carico idraulico e dalla sollecitazione massima ammissibile dal materiale di cui è composta;
- r_a è la rata annua.

L'onere annuo dovuto alle perdite di energia è calcolabile come

$$C_E = C_{kWh} \Delta E_c$$

Dove

- C_{kWh} è il costo del kWh;
- ΔE_c sono le perdite di energia che dipendono dal rendimento dell'impianto, dal numero di ore di funzionamento dell'impianto, dalla portata media annuale e dalle perdite di carico.

In definitiva si ha:

$$C_T = C_{kg} P_C r_a + C_{kWh} \Delta E_c$$

Il calcolo del diametro ottimo viene eseguito mediante programma numerico, facendo variare il diametro. Si ottiene un grafico in cui vengono riportati, in funzione del diametro iniziale, i costi C_C , C_E e C_T :

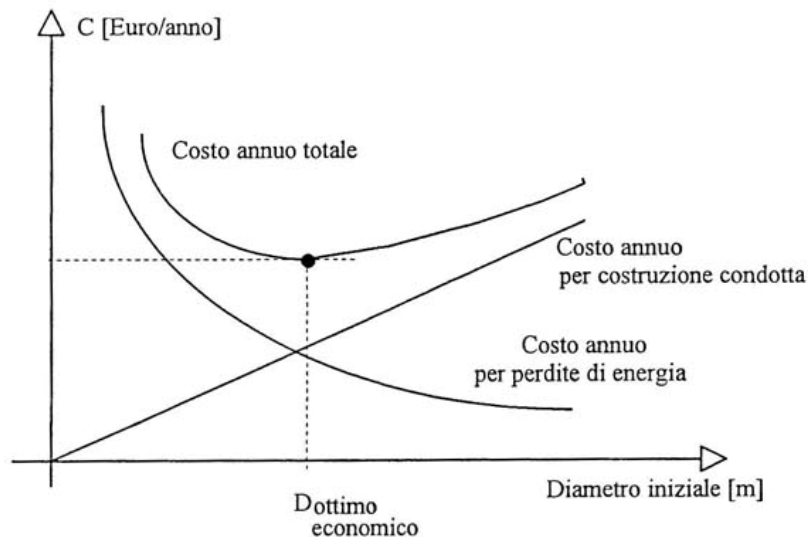


Figura 24 - Confronto tecnico-economico per il dimensionamento di una condotta forzata.

Successivamente al dimensionamento è necessario operare alcune verifiche, ed eventualmente reiterare il dimensionamento:

- Verifica alla pressione interna;
- Verifica allo schiacciamento;
- Verifica a flessione.

2.2.4.2. Il colpo d'ariete nelle condotte forzate

Quando la portata nella condotta forzata viene fatta variare in tempi abbastanza brevi si genera una sovrappressione dell'acqua che si propaga verso monte lungo la condotta: questa arriva alla sezione di imbocco della condotta dove la pressione è mantenuta costante dal pozzo piezometrico. Segue un transitorio con onde di pressione che si propagano da monte a valle e viceversa, tali da determinare in ogni sezione della condotta un andamento variabile nel tempo

della pressione e della velocità della massa d'acqua fino al nuovo regime idraulico. Questo fenomeno è detto **colpo d'ariete**. Per studiare tale fenomeno si fanno le seguenti ipotesi semplificative:

1. Il pozzo piezometrico è abbastanza grande da far restare il suo livello costante;
2. Le caratteristiche della condotta forzata sono costanti lungo tutta la lunghezza;
3. La condotta forzata non introduce perdite di carico;
4. La manovra di chiusura avviene nella sezione di ingresso della turbina ed è istantanea.

All'atto della chiusura dell'organo di intercettazione, l'elemento dl di acqua adiacente alla superficie di intercettazione di comprime in un intervallo di tempo dt . La colonna liquida a monte continua a muoversi nel tempo dt con la stessa velocità precedente alla chiusura. Nei successivi istanti la variazione di pressione interesserà gli altri elementi di liquido fino alla sezione di imbocco della condotta forzata. La sovrappressione si propaga con una velocità pari a $\frac{dl}{dt} = a$ detta **celerità**. Tale celerità varia, a seconda del materiale della condotta, tra 700 e 1200 m/s .

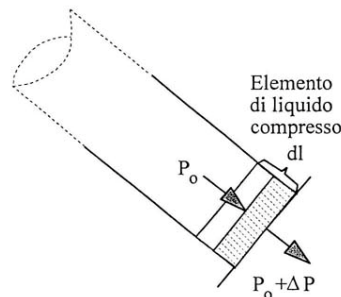


Figura 25 - Compressione del fluido nel colpo d'ariete.

Se la chiusura del distributore fosse istantanea (tempo di chiusura nullo) la sovrappressione si calcola imponendo che l'impulso delle forze di pressione $F dt$ sia pari alla variazione di quantità di moto $dm \cdot \Delta V$ dell'elemento liquido dl :

$$F dt = \Delta P \cdot S dt = dm \cdot \Delta V = \delta S dl \Delta V$$

Ossia

$$\Delta P = \delta \frac{dl}{dt} \Delta V = \delta a V_0$$

Dove δ è la densità dell'acqua e V_0 è la velocità iniziale in condotta. I valori di ΔP possono essere ingenti, ad esempio con $a = 1000 m/s$, $V_0 = 10 m/s$ si ottiene una $\Delta P = 101 kg/cm^2$.

Se si considera che la chiusura del distributore non è istantanea (rimozione ipotesi semplificativa nr. 4), è necessario distinguere due casi, a secondo che il tempo di chiusura del distributore T_{ch} sia inferiore o superiore al tempo $T_a = 2L/a$ dove con L si è indicata la lunghezza complessiva della condotta forzata:

- $T_{ch} < T_a$: la sovrappressione massima che si verifica è ancora $\Delta P = \delta a V_0$ e sollecita parte delle sezioni della condotta, fino ad una certa distanza l per via dell'onda regressiva proveniente

- $T_{ch} > T_a$: la sovrappressione massima è $\Delta P < \delta a V_0$. Infatti, all'istante di chiusura completa del distributore, la sovrappressione massima (pari a $\Delta P = \delta a V_0$) viene ridotta sul nascere dall'arrivo da monte dell'onda regressiva di segno opposto. Per valutare la massima sovrappressione si può assumere la legge di chiusura del distributore di tipo lineare $V(t) = V_0 \left(1 - \frac{t}{T_{ch}}\right)$. Tale sovrappressione vale

$$\Delta P = \delta a [V_0 - V(t)]$$

La sovrappressione massima si ha nella sezione di intercettazione all'istante $t = 2L/a$:

$$\Delta P_{max} = \delta a \left[V_0 - V\left(\frac{2L}{a}\right) \right] = \delta a V_0 \frac{2L/a}{T_{ch}}$$

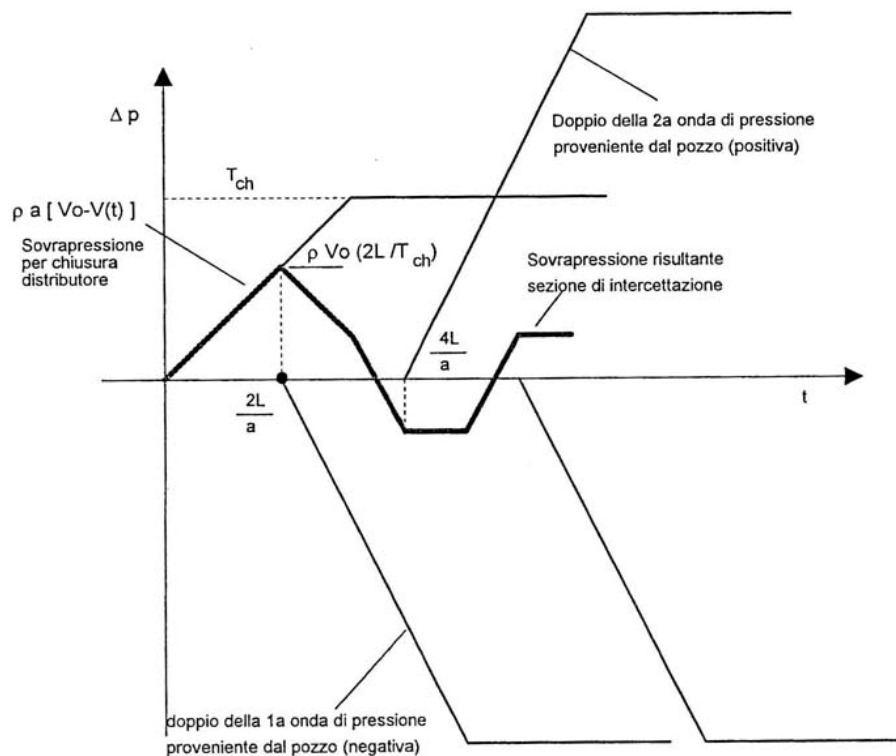


Figura 26 - Rappresentazione dei fenomeni di riflessione delle onde di pressione nella condotta forzata a seguito della chiusura rapida del distributore di turbina.

La formula ricavata poc'anzi può essere trasformata introducendo il **tempo caratteristico nominale** τ_c , definito come il tempo necessario affinché il carico idraulico H_0 agente in ingresso alla turbina acceleri nella condotta forzata l'acqua da zero alla velocità nominale V_0 :

$$\tau_c = \frac{LV_0}{gH_0}$$

Inserendo tale termine si ha:

$$\Delta P_{max} = \delta g H_0 \frac{2\tau_c}{T_{ch}}$$

Nel caso in cui la condotta forzata non sia uniforme (rimozione ipotesi semplificativa nr.2), si può sempre fare ricorso a formule analoghe che tengono conto di grandezze equivalenti quali celerità equivalente a_e , sezione equivalente S_e e tempo caratteristico equivalente τ_{ce} .

2.2.5. Organi di intercettazione e dispositivi di sicurezza

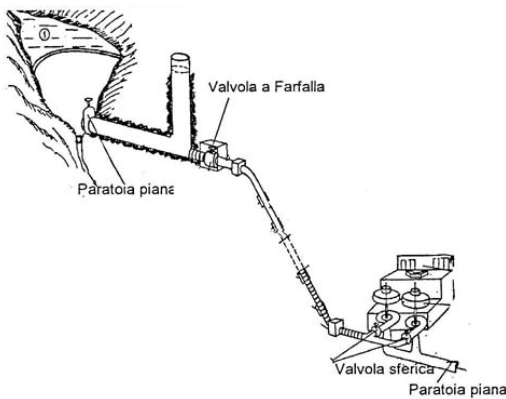
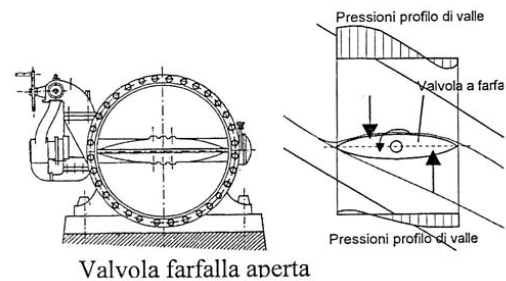


Figura 27 - Organi di intercettazione in una centrale idroelettrica.

In testa alla condotta forzata è posizionata la **valvola a farfalla**, che ha una tipica forma lenticolare. La chiusura della valvola è aiutata dal profilo di pressioni che si stabilisce quando essa è aperta (l'acqua che lambisce il profilo di valle è più veloce di quella che lambisce il profilo di monte, ciò origina delle pressioni diverse che danno luogo a una coppia che tende a chiudere la valvola). Tale valvola è economica, ma non è a perfetta tenuta. La chiusura completa avviene in un tempo nell'ordine dei 20 secondi.

Tra le opere di presa e il bacino di restituzione sono inseriti **organi di intercettazione** con il compito di sicurezza e di sezionamento, permettono cioè l'ispezione e la manutenzione.

All'inizio della galleria in pressione viene installata una **paratoia piana a strisciamento o a rulli** a cui è affidato il compito di chiusura perfetta. Se i battenti sono molto elevati, allora si adottano **valvole a saracinesca**, in grado di sopportare elevate pressioni.



Valvola farfalla aperta

Figura 28 - Valvola a farfalla.

Immediatamente **a monte delle turbine** troviamo una **valvola di tenuta di tipo sferico** oppure a **fuso**. La valvola sferica è tale da non offrire resistenza alla vena fluida in condizione di aperta, e di ostruire perfettamente la condotta in posizione di chiusa. Tuttavia tale valvola non si presta a laminare la portata, per via delle elevate perdite di carico che introdurrebbe. La valvola a fuso, invece, si presta bene a regolare la portata, essendo il suo meccanismo molto simile alla spina Doble delle turbine Pelton (vedi oltre). Tuttavia tali valvole sono oggi raramente utilizzate.

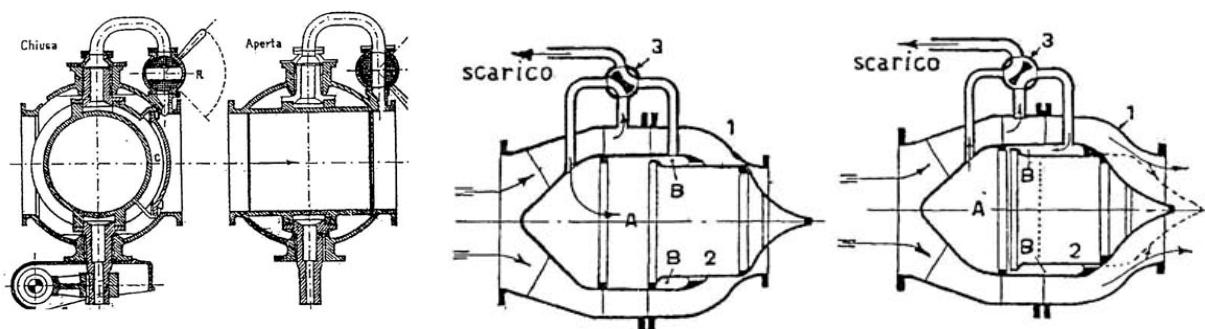


Figura 29 – Da sinistra a destra: valvola a sfera chiusa/aperta, valvola a fuso chiusa/aperta.

Negli impianti con turbine sommerse, può essere installata una paratoia piana di tenuta nella sezione finale dello scarico. Tale paratoia permette l'ispezione e la manutenzione del condotto di scarico di turbina.

2.3. Turbine idrauliche

2.3.1. Generalità

Le **turbine idrauliche** sono in grado di convertire energia idraulica in energia meccanica. Le parti principali da cui sono composte sono:

- **Distributore:** serve per conferire all'acqua la giusta direzione per l'ingresso nella ruota. Ha anche il compito di trasformare l'energia di pressione (tutta o in parte) in energia cinetica;
- **Ruota o girante:** trasforma l'energia cinetica e di pressione dell'acqua in energia meccanica disponibile all'albero;
- **Diffusore:** presente nelle turbine ad elica e nelle Francis. Consente di utilizzare il salto residuo tra lo scarico della turbina e il pelo libero del bacino a monte.

Si possono individuare tre metodi di classificazione delle turbine idrauliche:

- In base al **criterio idrodinamico:**
 - Turbine a vena libere o ad azione: in tali turbine tutta l'energia di pressione viene convertita dal distributore in energia cinetica. Alla ruota spetta solo il compito di convertire l'energia cinetica in energia meccanica. Le Pelton sono turbine ad azione;
 - Turbine a vena forzata o a reazione: in queste turbine solo parte dell'energia di pressione è convertita dal distributore, il resto della conversione avviene nella girante. Si definisce grado di reazione R il rapporto tra l'energia trasformata dalla girante E_r e quella totale trasformata dalla macchina E_t :

$$R = \frac{E_r}{E_t}$$

Le Francis, le Kaplan e le turbine ad elica sono turbine a reazione.

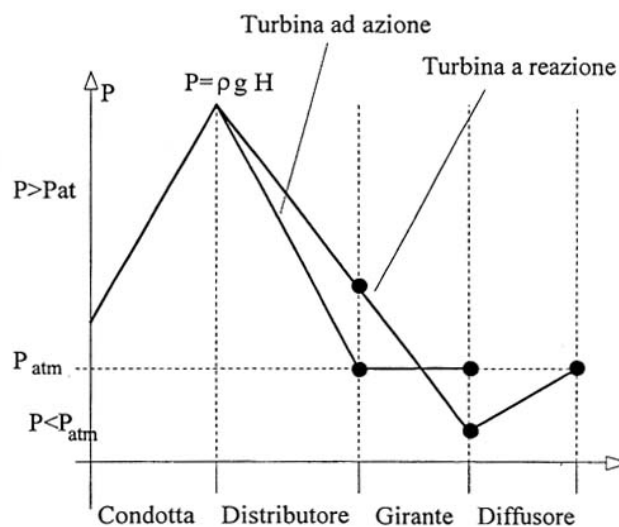


Figura 30 - Andamento qualitativo della pressione in impianti con turbine ad azione e turbine a reazione.

- In base alla **caduta geodetica**:
 - Turbine a bassa caduta: $H \leq 30 \text{ m}$. Turbine Kaplan e ad elica;
 - Turbine a media caduta: $30 \leq H \leq 250 \text{ m}$. Turbine Francis;
 - Turbine ad alta caduta: $H \geq 250 \text{ m}$, fino anche a $1500 \div 2000 \text{ m}$. Turbine Pelton.
- In base al **numero di giri caratteristico**: il numero di giri caratteristico n_c è definito come il numero di massimo rendimento di turbine simili tra loro, che elaborando un'altezza di un metro forniscono la potenza unitaria:

$$n_c = n \frac{P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} = 3,65 \cdot n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \sqrt{\eta}$$

dove $Q [m^3/s]$ è la portata volumetrica, $H [m]$ è l'altezza sfruttata, $P [CV]$ è la potenza prodotta, $n [rpm]$ è il numero di giri effettivo ed η il rendimento dell'impianto. Si distinguono le seguenti turbine:

- Turbine lente: $n_c = 3 \div 60/70$
- Turbine medie: $n_c = 70 \div 150$
- Turbine veloci: $n_c = 150 \div 250$
- Turbine ultraveloci: $n_c > 250$

Nella seguente tabella vengono comparati i tre metodi di classificazione, per i vari tipi di turbine:

Tipo di turbina	n_c	$H(m)$	R
Pelton ad un getto	≤ 16	$2000 \div 1000$	0
Pelton a più getti	$16 \div 70$	$1100 \div 350$	0
Francis lente	$60 \div 100$	$370 \div 100$	$0,3 \div 0,4$
Francis normali	$100 \div 150$	$350 \div 35$	$0,4 \div 0,5$
Francis veloci	$150 \div 250$	$100 \div 10$	$0,5 \div 0,6$
Francis ultraveloci	$250 \div 400$	$35 \div 10$	$0,6 \div 0,7$
Turbine ad elica	$400 \div 700$	$10 \div 1$	$0,7 \div 0,8$
Kaplan	$400 \div 1200$	$10 \div 1$	$0,8 \div 0,9$

Si noti che le turbine definite "veloci" ruotano, invero, ad una velocità inferiore a quelle "lente".

2.3.5. La turbina Pelton

Le caratteristiche principali delle turbine Pelton possono essere così riassunte:

- Turbine ad azione;
- Numero di giri caratteristico $n_c = 3 \div 60$;
- Caduta geodetica utilizzata elevata $H_0 \geq 250 \text{ m}$;
- Portate elaborate ridotte: $2 \leq Q \leq 15 \text{ m}^3/\text{s}$;
- Turbina tangenziale: la velocità tangenziale di ingresso è circa pari alla velocità di uscita;
- Asse di rotazione orizzontale o verticale (turbine a due o più getti).

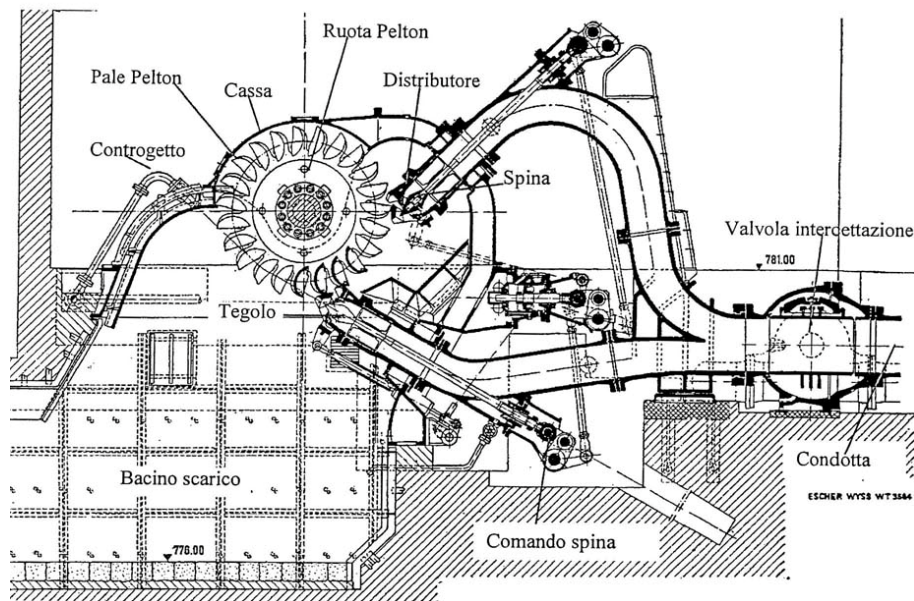


Figura 31 - Schema di una turbina Pelton a due getti ad asse orizzontale.

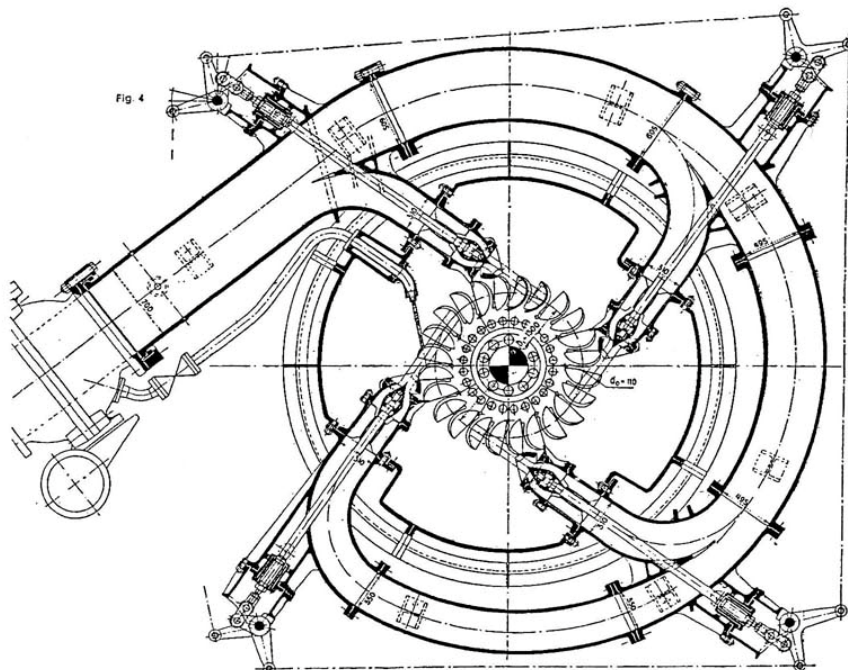


Figura 32 - Schema di una turbina Pelton a quattro getti ad asse verticale.

2.3.5.1. Il distributore Pelton

Il distributore delle turbine Pelton è di tipo a getto. È costituito da un tubo rastremato in uscita. Una spina, coassiale ad esso, permette di variare la portata andando ad ostruire l'apertura del boccaglio. In questo distributore tutta l'energia potenziale viene convertita in energia cinetica.

Un tempo venivano utilizzati degli iniettori del tipo "a spina Doble" i quali avevano lo svantaggio di non generare un getto compatto. Oggigiorno si utilizzano iniettori conici.

La grandezza fondamentale per il dimensionamento del distributore è il **diametro del getto**. Dalla definizione di portata:

$$Q = S \cdot c_e = \pi \frac{d^2}{4} c_e$$

si ricava:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_e}}$$

Dove Q è la portata da elaborare e c_e è la velocità di uscita dell'acqua dal distributore, facilmente ricavabile imponendo un bilancio energetico e considerando un coefficiente di velocità inferiore di 1 (per tener conto delle perdite), $\varphi = 0,97 \div 0,98$:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \varphi \sqrt{2gH}}}$$

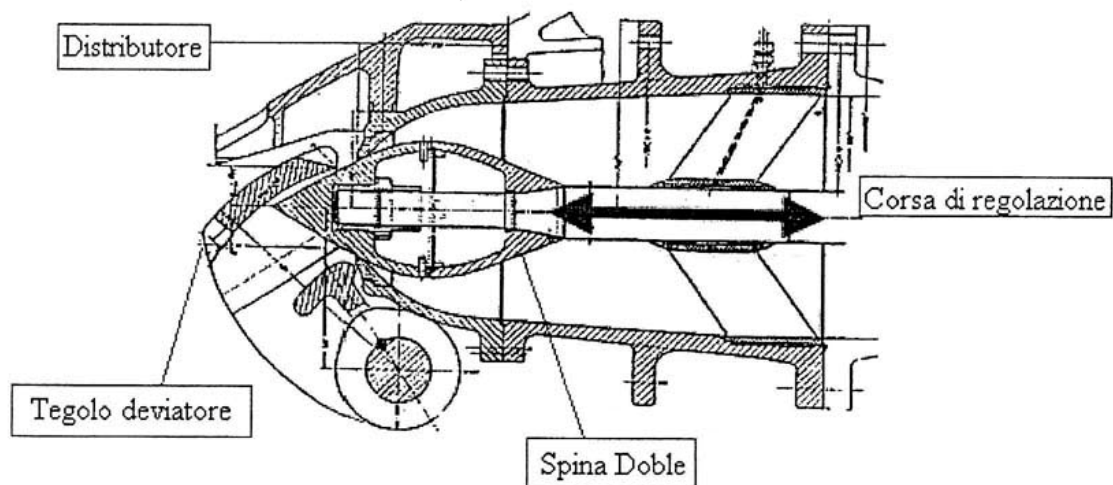


Figura 33 - Distributore a spina Doble.

2.3.5.2. La ruota Pelton

La ruota Pelton è formata da un disco calettato sul mozzo, al quale vengono fissate le **pale** a forma di **doppio cucchiaio**. Ciascuna pala è costituita da due incavi separati da una costola detta **coltello**, mentre nella parte dorsale i cucchiai presentano dei **rinforzi**.

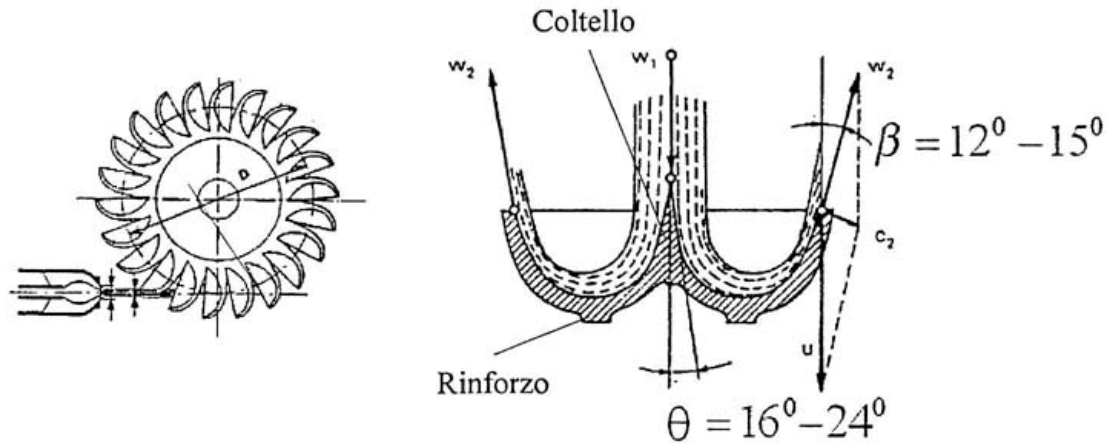


Figura 34 - Ruota Pelton.

Il diametro D della ruota Pelton dipende dalla portata elaborata, ossia dal diametro del getto d . In linea di massima il rapporto d/D deve essere contenuto entro certi limiti:

$$\frac{1}{20} \leq \frac{d}{D} \leq \frac{1}{10}$$

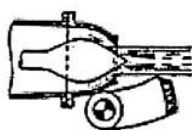
In linea di massima, per cadute elevate si hanno rapporti d/D molto piccoli (ruote di grande diametro con un grande numero di pale). Viceversa per cadute ridotte e portate maggiori di hanno rapporti d/D più grandi.

2.3.5.3. La regolazione della potenza

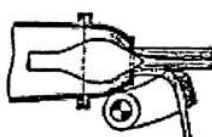
La potenza prodotta viene controllata mediante la regolazione della corsa della spina, che determina la variazione della portata elaborata. Il tempo di chiusura totale è dell'ordine dei 30 secondi. Per rendere più rapida la manovra di regolazione si fare ricorso al **tegolo deflettore**, il quale devia parte del flusso diretto alle pale rotatorie fintanto che la spina non assume la posizione finale. Il tempo di intervento del tegolo è dell'ordine dei 2 secondi.

FASE DI REGOLAZIONE :

a) Portata iniziale



b) Intervento del tegolo



c) Chiusura della spina fino alla portata di lavoro finale, tegolo nella posizione iniziale

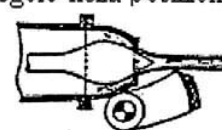


Figura 35 - Regolazione della potenza nelle turbine Pelton.

Il rendimento della turbina Pelton varia a seconda del grado di apertura α del distributore, secondo l'andamento riportato in figura:

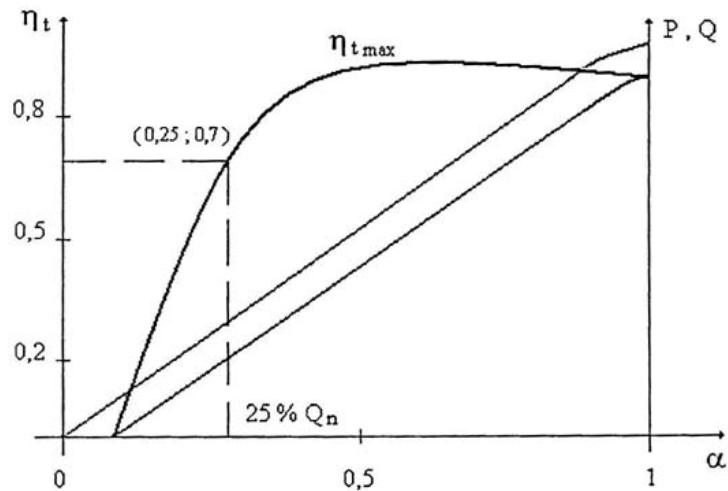


Figura 36 - Rendimento della turbina Pelton in funzione del grado di apertura α del distributore.

Esso sale rapidamente man mano che il distributore apre, fino a raggiungere lo 0,7 circa in corrispondenza di $\alpha = 1/4$. Successivamente il rendimento sale, anche se più lentamente, fino al massimo di $0,85 \div 0,92$ in corrispondenza di $\alpha = 3/4$. Infine il rendimento decresce ad un ulteriore aumento dell'apertura del distributore (ossia per maggiore potenza richiesta dalla turbina), pur mantenendosi pressoché costante e comunque superiore a 0,8.

2.3.3. La turbina Francis

Le caratteristiche principali delle turbine Francis possono essere così riassunte:

- Turbine a reazione;
- Numero di giri caratteristico $n_c = 50 \div 400$;
- Caduta geodetica utilizzata medio-bassa $10 \leq H_0 \leq 350 \text{ m}$;
- Portate elaborate elevate: fino a $Q = 800 \text{ m}^3/\text{s}$, mediamente $Q = 200 \div 300 \text{ m}^3/\text{s}$;
- Turbina radiale-centripeta o radiale-assiale per n_c elevati;
- Asse verticale (anche orizzontale per turbine di piccola taglia).

La pressione in uscita dalla girante è minore di quella atmosferica: il diffusore riporta la pressione dell'acqua in uscita a quella atmosferica o poco superiore:

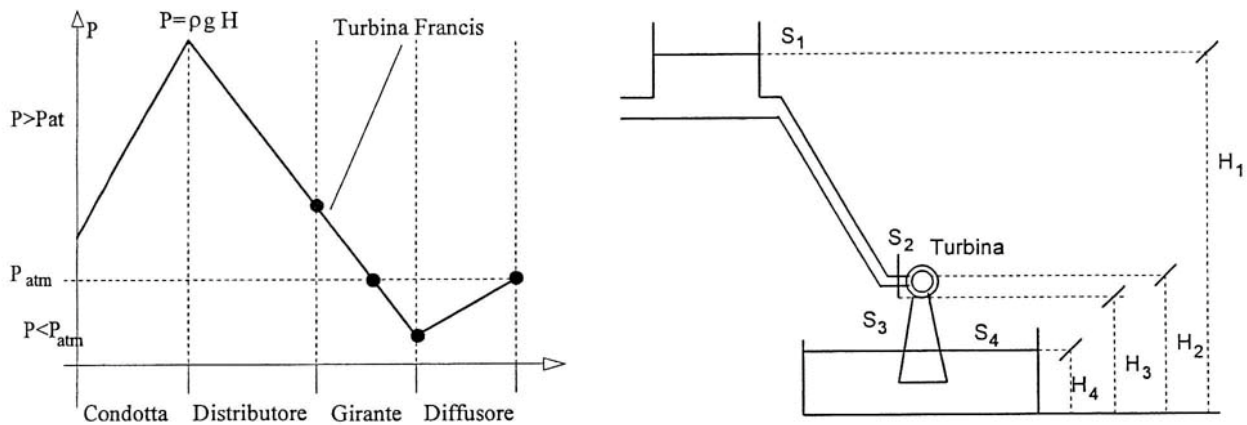


Figura 37 - Andamento della pressione nell'impianto idroelettrico con turbina Francis.

La turbina Francis può essere installata, in linea teorica, in qualsiasi punto tra il pelo libero del bacino di monte e di valle; tuttavia problemi di cavitazione limitano l'altezza di installazione della turbina sopra il pelo libero dello scarico a valle. Si possono avere, in pratica, **turbine sommerse** e **turbine a sifone**:

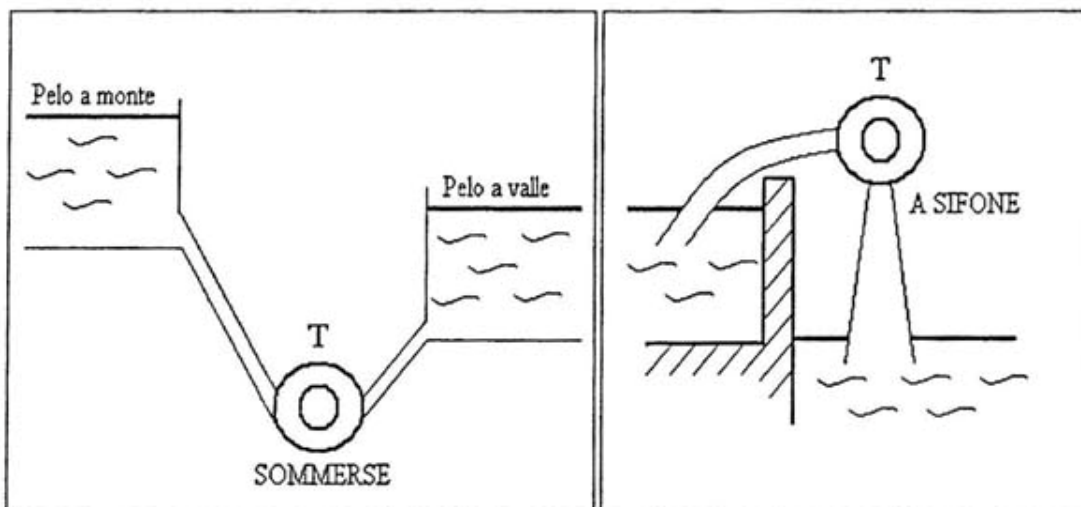


Figura 38 - Turbine sommerse e turbine a sifone.

2.3.3.1. Parti componenti della turbina Francis

I principali componenti della turbina Francis sono:

- **Camera a spirale:** convoglia l'acqua al distributore. Tra la cassa a spirale e il distributore sono presenti pale fisse dette avandirettrici che hanno la funzione di convogliare l'acqua con un opportuno angolo d'ingresso e di irrigidire la cassa (che è aperta lato turbina);
- **Distributore:** regola la portata elaborata dalla girante. È dotato di pale mobili con sagome aerodinamiche. Le pale possono essere ruotate mediante vari tipi di comandi:
 - A catena di trasmissione interna;
 - A catena di trasmissione esterna;
 - Con comando ad anello;
- **Girante:** è costituita da condotti convergenti, in quanto il rimanente salto di pressione deve essere convertito in energia cinetica. Essa è formata da un mozzo a cui sono fissate le pale avvolte a elica;
- **Diffusore:** riceve l'acqua dalla girante e lo riporta a pressione atmosferica. Inoltre permette di recuperare i contributi di energia potenziale e cinetica in uscita dalla turbina che altrimenti verrebbero perduti.

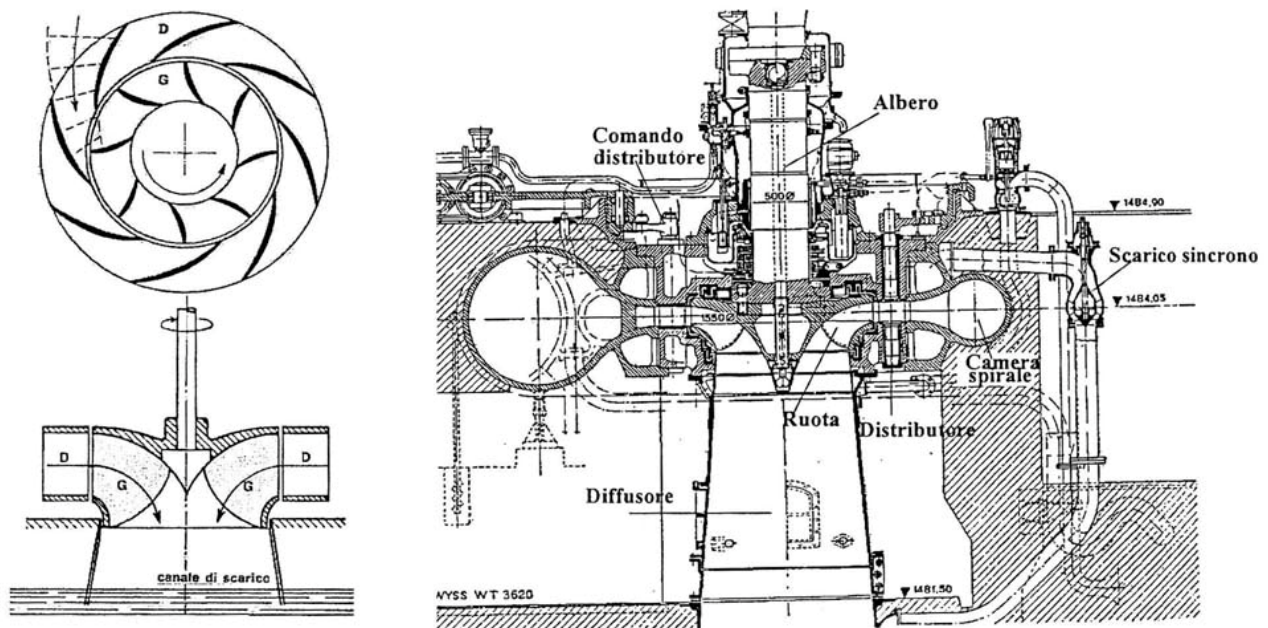


Figura 39 - Schema di una turbina Francis (sinistra); sezione assiale di un impianto con turbina Francis (a destra).

2.3.3.2. Il diffusore

Nelle turbine a reazione si hanno due tipi di energia che devono essere recuperati:

- Energia cinetica allo scarico nella sezione di uscita della girante;
- Energia potenziale corrispondente all'altezza tra la sezione di uscita della girante ed il pelo libero dello scarico.

Con riferimento alla figura sottostante:

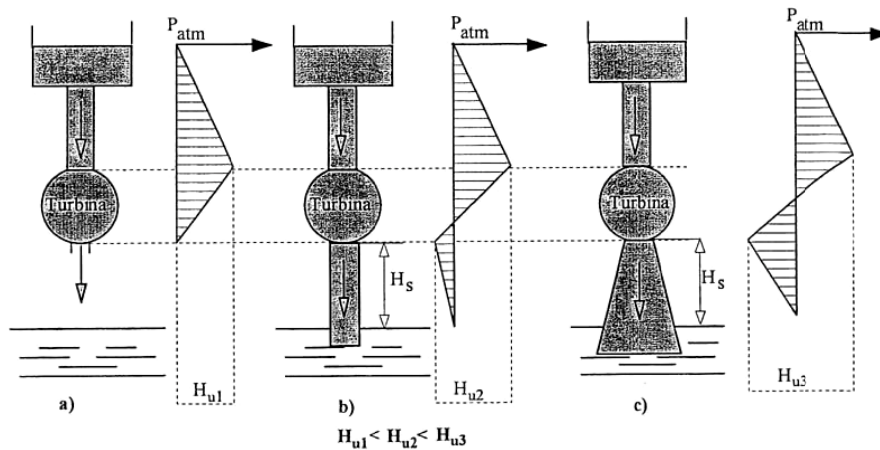


Figura 40 - Differenti soluzioni per il diffusore: a) nessun diffusore; b) diffusore cilindrico; c) diffusore tronco-conico.

si può affermare che:

- Tale soluzione non permette di recuperare nessuno dei due contributi di energia;
- Tale soluzione permette di recuperare l'energia potenziale relativa ad H_s , ma non può recuperare l'energia cinetica allo scarico;
- Il diffusore tronco-conico, permette di recuperare entrambi i contenuti di energia, infatti, data la forma divergente la corrente fluida rallenta lungo la sua lunghezza con conseguente aumento della pressione (equazione di Bernoulli). In pratica l'utilizzo di tale diffusore consente di stabilire in uscita dalla girante una pressione minore di quella atmosferica.

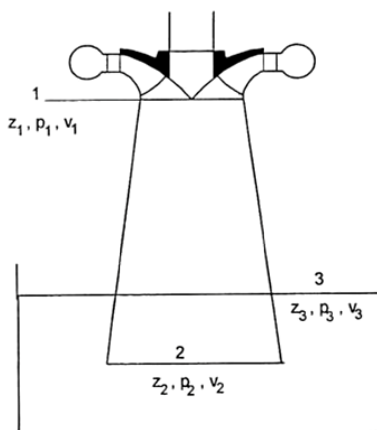


Figura 41 - Diffusore tronco-conico.

Per valutare la lunghezza del diffusore, ovvero la quota di installazione della turbina rispetto al pelo libero del bacino detta **altezza statica di aspirazione** $H_s = z_1 - z_3$, si può far ricorso alla seguente formula:

$$H_s = \frac{p_{atm} - p_{vs}}{\delta} - \sigma H$$

Dove p_{atm} è la pressione atmosferica, p_{vs} è la pressione di vapore dell'acqua alla temperatura vigente nella sezione di uscita della girante (sezione 1), δ è la densità dell'acqua, H è l'altezza utile complessiva e σ è un coefficiente, detto di cavitazione o del Thoma, ricavabile graficamente da abachi in funzione del numero giri caratteristico n_c . Nel caso n_c sia molto elevato, σ può risultare così grande che H_s diviene negativo: la turbina deve essere installata **sotto battente**, al fine di aumentare la pressione p_1 ed evitare che essa superi la p_{vs} . In teoria la p_1 , dovrebbe essere più bassa possibile, idealmente nulla $p_1 = 0$. Tuttavia il valore di p_1 deve essere sempre maggiore della p_{vs} per non far insorgere il fenomeno di cavitazione. La **cavitazione** è un fenomeno per cui, in determinate zone di bassa pressione, si possono formare bolle di vapore e di gas. La variazione rapida di pressione provocata dalla comparsa delle bolle sollecita le superfici metalliche esercitando una costante erosione del materiale. Nelle cavità che si generano il fenomeno continua ad agire aumentandone la dimensione. L'effetto di tale fenomeno è una riduzione del rendimento di turbina, oltre che il danno meccanico.

2.3.4. La turbina Kaplan

Le caratteristiche principali delle turbine Kaplan possono essere così riassunte:

- Turbine a reazione;
- Numero di giri caratteristico elevato anche fino a $n_c = 1000$;
- Caduta geodetica utilizzata molto ridotta $1 \leq H_0 \leq 15 \div 20 \text{ m}$;
- Portate elaborate ingenti $Q = 800 \div 1000 \text{ m}^3/\text{s}$;
- Turbina a flusso assiale;
- Asse verticale o orizzontale (turbine a bulbo).

Il **distributore** delle Kaplan è di tipo Fink: il numero delle pale è multiplo delle pale della girante. La cassa è dotata di avandirettrici fisse.

La **girante** Kaplan effettua la quasi totalità della conversione dell'energia cinetica e di pressione in energia meccanica. Essa è dotata di pale orientabili calettate su un mozzo terminante ad ogiva. I comandi delle pale sono interni al mozzo.

I **rendimenti** delle Kaplan sono compresi tra $0,90 \div 0,93$.

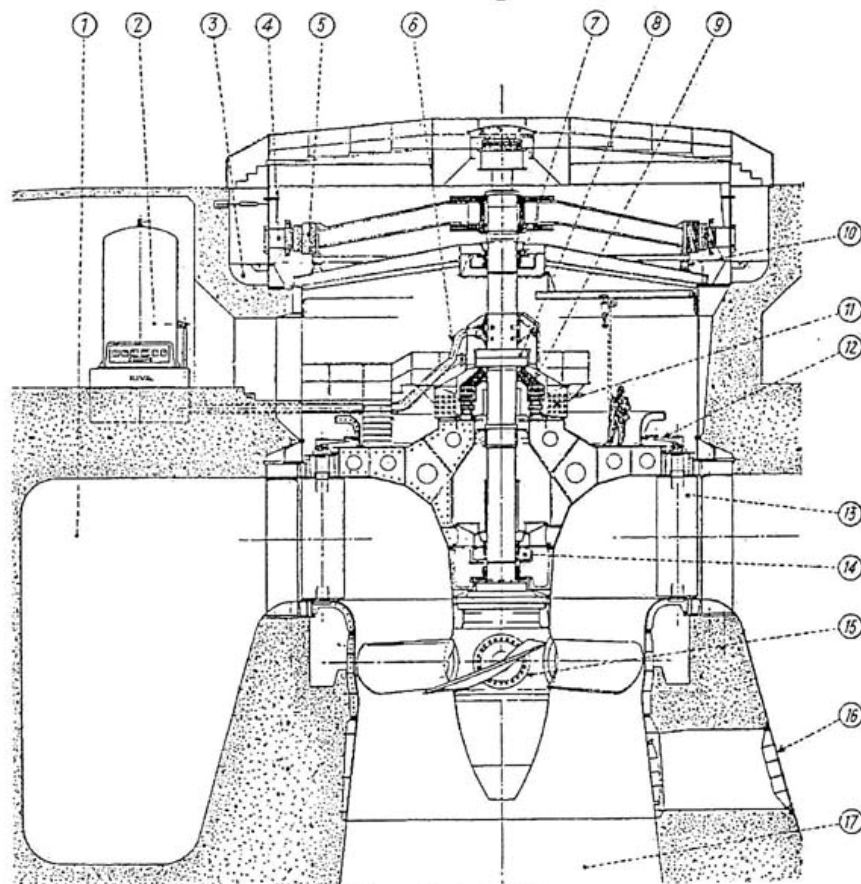


Figura 42 - Sezione assiale di una turbina Kaplan. 1) Camera a spirale; 2) Regolatore di velocità; 3) Condotto di ventilazione; 4) statore generatore; 5) Rotore generatore; 6) supporto guida superiore; 8) Giunto di accoppiamento generatore-turbina; 9) Cuscinetto reggispinta; 12) Leve comando pale distributore; 13) Pale mobili distributore; 14) Supporto guida inferiore; 15) Ruota Kaplan a 4 pale; 17) Diffusore.

2.3.4.1. Gruppi a bulbo

I gruppi a bulbo consentono una riduzione delle dimensioni dell'impianto. Essi sono costituiti da una struttura contenente il gruppo turbina-generatore ad asse orizzontale immerso direttamente nella corrente fluida. Tra i **vantaggi** dei gruppi a bulbo si hanno:

- Migliori rendimenti complessivi per le ridotte perdite nella camera a spirale;
- Minori problemi di cavitazione;
- Minori costi per le opere civili, in quanto non è necessario installare alla camera a spirale e tutto i voluminosi condotti di adduzione.

In questo tipo di impianti è possibile eseguire l'inversione del moto (impianti per lo sfruttamento delle maree).

La componente più delicata degli impianti è l'alternatore: il suo diametro determina i limiti di costruzione. Tuttavia non sorgono problemi di raffreddamento in quanto l'intero generatore è installato in una struttura immersa nella corrente fluida.

Tra i principali **problemi** è stato evidenziato il sollevamento della ruota durante l'esercizio, fenomeno dovuto alle sollecitazioni che si hanno sull'albero in rotazione.

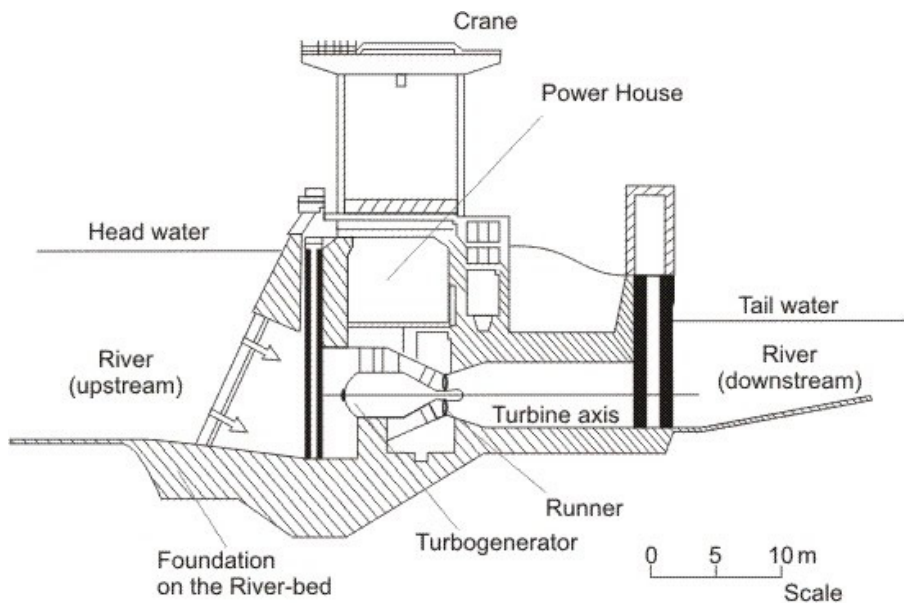


Figura 43 - Impianto con turbina a bulbo.

2.4. Centrali idroelettriche

La centrale idroelettrica è costituita dai seguenti componenti principali:

- Turbina, compresa la valvola di tenuta a monte di essa;
- Generatore sincrono, regolatore di tensione e di velocità;
- Trasformatore elevatore;
- Cabina di smistamento;
- Posto di controllo (quadri di manovra, automatismi, protezioni);
- Servizi ausiliari.

Tali componenti vengono installati in opportuni locali separati:

- In **sala macchine** sono presenti il gruppo turbina-generatore, l'eccitatrice ed il regolatore di velocità, la gru ed i quadri di manovra. Se il gruppo è ad asse verticale, la sala macchine è su due piani;
- Nel **piano sottostante** la sala macchine si trovano i circuiti di lubrificazione e raffreddamento, l'uscita delle sbarre del generatore, le apparecchiature antincendio;
- Nella **sala quadri** ci sono i banchi di comando, i pannelli con visualizzazione delle misure e delle registrazioni;
- Nella **sottostazione elettrica** sono presenti: trasformatore elevatore, interruttori, sezionatori, TV, TA, le sbarre AT o AAT e le partenze delle linee;
- Nei **locali dei servizi ausiliari** trovano posto il trasformatore dei servizi ausiliari e la cabina di smistamento.

Le centrali idroelettriche possono essere distinte in base alla sistemazione delle macchine:

- **Centrali all'aperto:** la sala macchine è ubicata in un edificio all'aperto, al termine della condotta forzata;

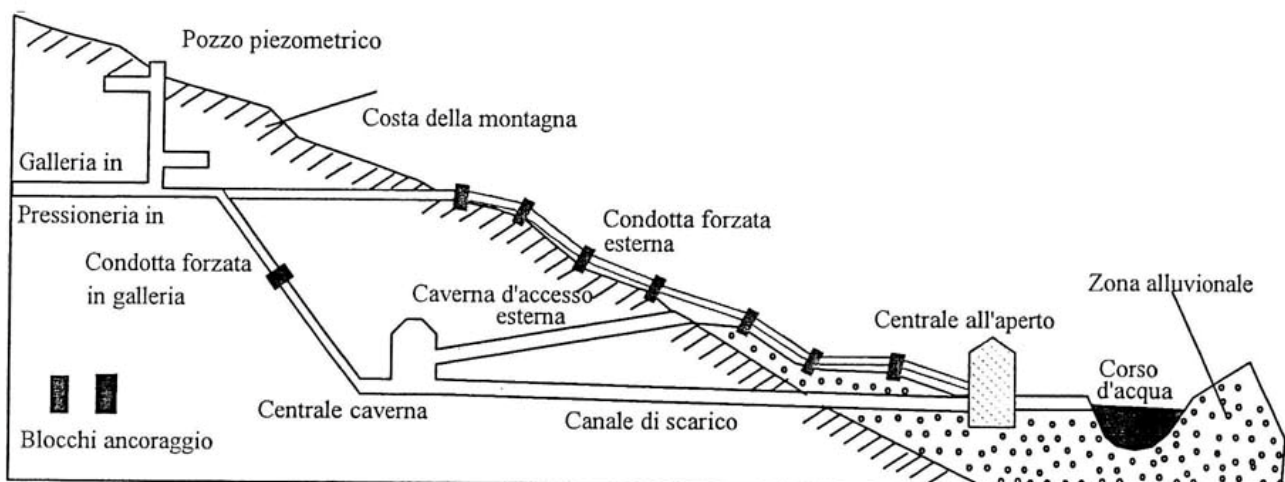


Figura 44 - Centrale all'aperto e centrale in caverna.

- **Centrali in caverna:** la sala macchine è costruita all'interno di una caverna in roccia. Tra i vantaggi si elencano:

- 1) Minore lunghezza della condotta forzata, con conseguente risparmio economico per il minor costo dell'opera e le minori perdite idrauliche;
- 2) Risparmio nella costruzione e nel numero dei blocchi di ancoraggio della condotta forzata (la quale è ubicata in galleria);
- 3) Migliore conservazione della condotta;
- 4) Risparmio nelle fondazioni della centrale.

Tra gli svantaggi si hanno:

- 1) Costo degli scavi e del rivestimento della sala macchine e delle gallerie, nonché il tempo richiesto per realizzarli;
- 2) Necessità di analisi sulle caratteristiche della roccia.

Particolare cura, inoltre, deve essere data alla impermeabilizzazione della sala macchine e delle varie gallerie, nonché all'asportazione del calore. Tra le centrali in caverna si distinguono:

- **Centrali in caverna vera e propria;**
- **Centrali interrato:** in cui l'edificio è costruito ai piedi del monte per poi essere ricoperto, come protezione dalle frane;
- **Centrali in pozzo:** sono centrali in caverna accessibili dall'alto tramite un pozzo.

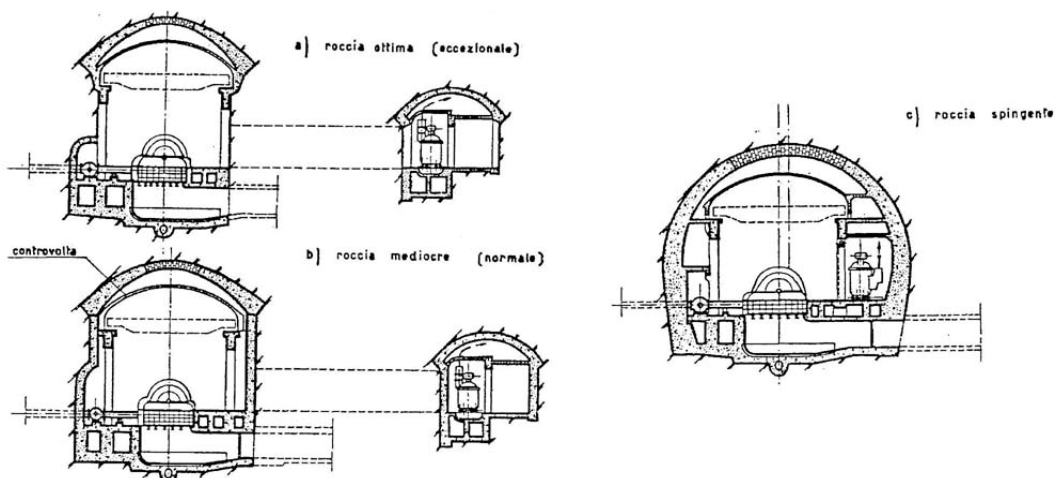


Figura 45 - Tipi di realizzazione di centrali in caverna.

- **Centrali fluviali:** costituiscono un tutt'uno con lo sbarramento e sono ubicate nell'alveo del corso d'acqua; è assente sia il canale di derivazione, sia quello di scarico. Si dividono in:
 - **Impianti a piè di diga:** in queste centrali l'edificio è ricavato nelle fondazioni della diga stessa, in particolare nell'unghia di fondazione del paramento di valle. Le condotte forzate sono molto corte e ricavate nel corpo di diga. Vengono utilizzate per il servizio di punta;
 - **Impianti a bulbo:** sono utilizzati quando i salti disponibili si riducono a qualche metro. Tutto il gruppo è immerso nella corrente del corso (cfr. § 2.3.4.1);
 - **Traverse;**

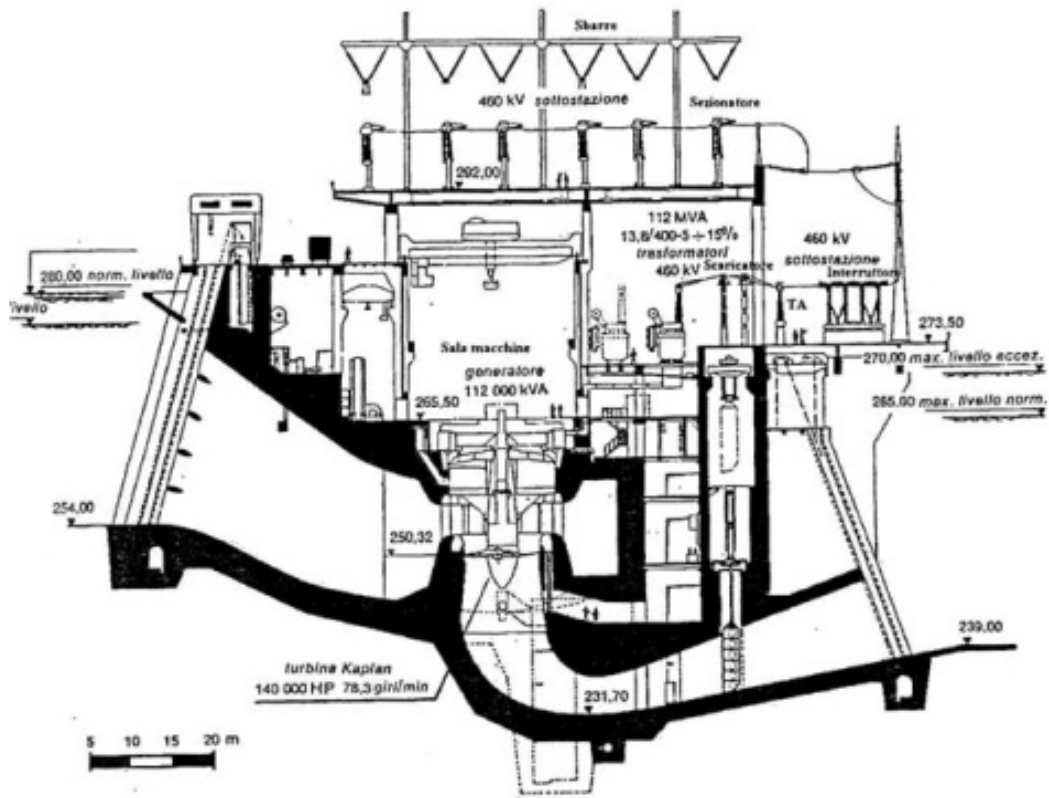


Figura 46 - Centrale idroelettrica a traversa.

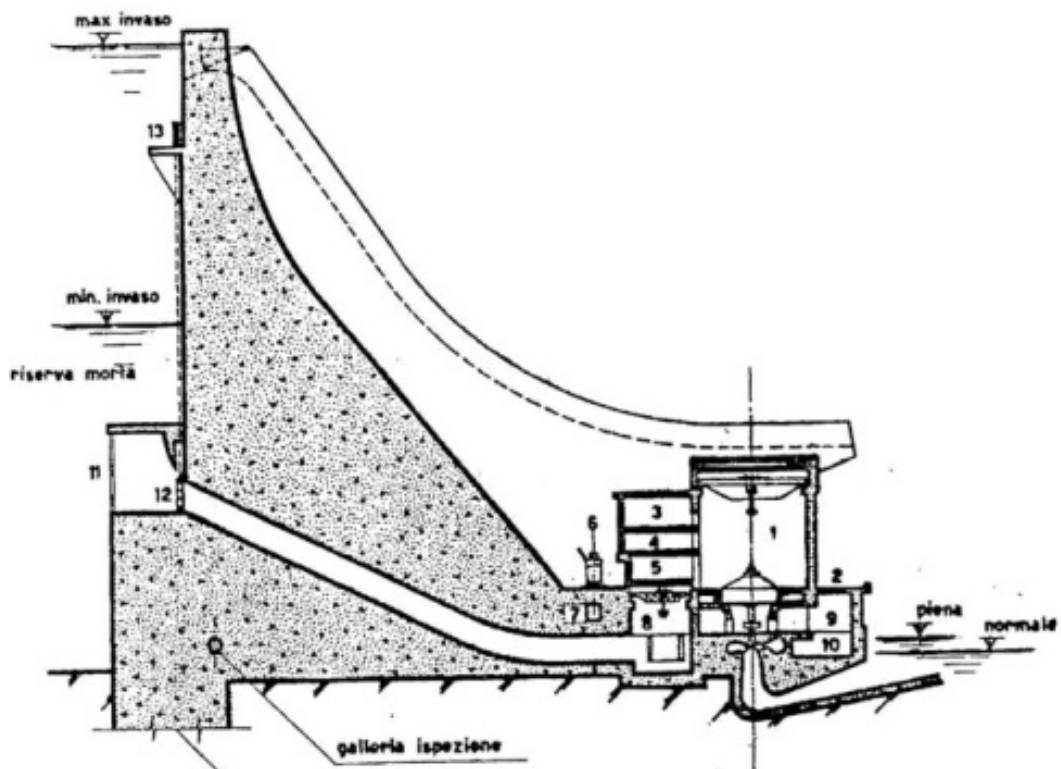


Figura 47 - Centrale a piè di diga. 1) Sala macchine; 2) Strada d'accesso; 3) Sala quadro; 4) Sottoquadro; 5)

2.4.1. I servizi ausiliari

Per servizi ausiliari elettrici (SAE) si intende quel sistema elettrico di MT e BT che permette il funzionamento dell'impianto idroelettrico.

Negli impianti idroelettrici, i SAE assorbono una potenza non superiore all'1% della potenza nominale.

La alimentazione dei SAE deve essere assicurata con

- Continuità
- Variazioni di tensione e frequenza il più possibile contenute.

I SAE si possono distinguere in:

1) Servizi normali

- Servizi di gruppo:** la loro interruzione causa il blocco del gruppo. Sono pompe dell'olio di lubrificazione, aerotermi, pompa acqua, sistema di eccitazione;
- Servizi generali:** la loro momentanea interruzione non provoca disservizi. Sono illuminazione, sbarre servizi emergenza, compressori, gru, officine, condizionamento aria, ecc...

2) **Servizi di emergenza:** alimentazioni di potenza che non possono essere interrotte: carica batteria, pompe olio lubrificazione, pompe acqua di raffreddamento dell'olio di lubrificazione, pompe antincendio, ecc... se la loro alimentazione viene a mancare si inserisce automaticamente il gruppo elettrogeno;

3) **Servizi di sicurezza:** alimentano apparecchiature che non ammettono interruzione, neanche temporanea: comandi, segnalazioni, misure, regolazioni, protezioni, telecomunicazione, luce di emergenza, controlli. Sono sempre sotto UPS.

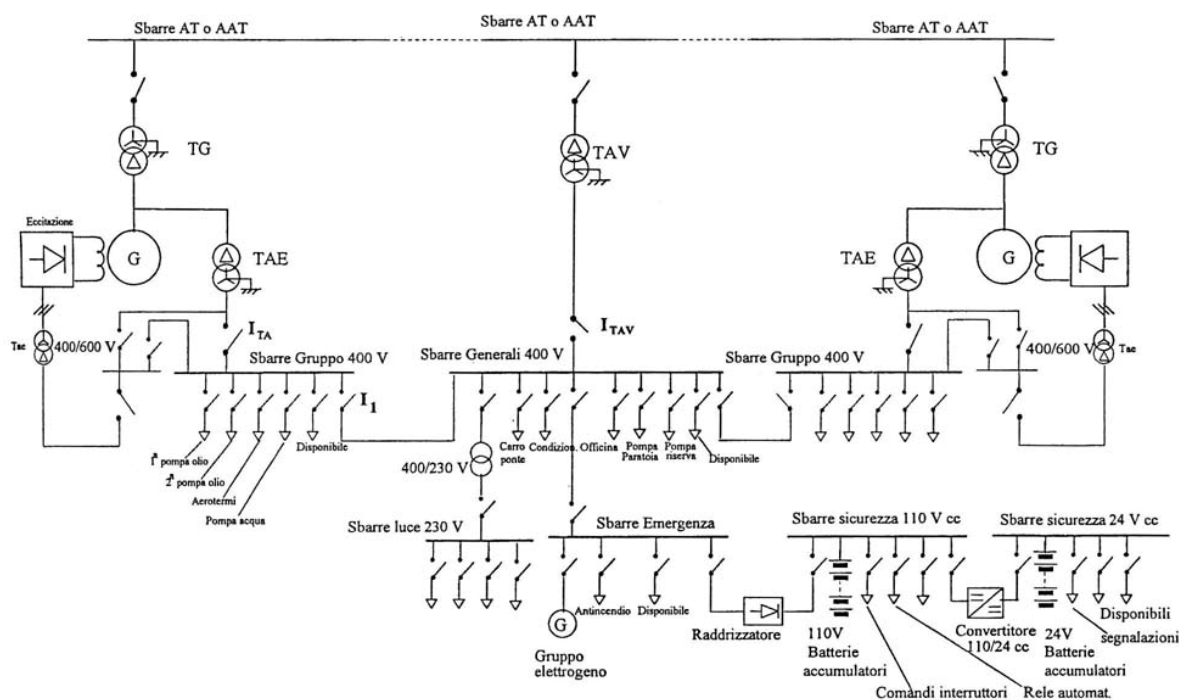


Figura 48 - SAE in un impianto idroelettrico.

In **normale funzionamento** i servizi ausiliari vengono alimentati dal trasformatore dei servizi ausiliari TAE, connesso ai morsetti di MT del generatore. L'interruttore I_{TAV} del trasformatore TAV è, quindi, normalmente aperto. I_1 è chiuso.

Durante **l'avviamento** del gruppo l'interruttore I_{TA} è aperto e gli ausiliari vengono alimentati dal trasformatore TAV, chiudendo gli interruttori I_1 e I_{TAV} . Dopo aver effettuato il parallelo con la rete, la commutazione dei servizi di gruppo alla sbarra dei servizi generali può essere effettuata nei seguenti modi:

1. Aprendo I_{TAV} e chiudendo I_{TA} . Ciò possibile quando il TAV è connesso alle sbarre AT dove connesso anche il generatore. In tal caso la differenza di fase tra le tensioni è al più di una decina di gradi, e non si hanno eccessive correnti di commutazione;
2. Se il TAV è connesso ad una rete locale, non si chiude istantaneamente I_{TA} ma si lasciano passare circa 2 *sec.* In questo modo non si hanno forti correnti di commutazione. La tensione sui SA nell'intervallo di disalimentazione è mantenuta dai motori in rotazione, e scenda a circa 0,2 *p.u.* prima della chiusura di I_{TA} ;
3. L'interruttore I_{TA} viene chiuso tramite un sincronizzatore, in modo che le tensioni dei due poli siano in fase.

Si noti, infine, che nelle centrali di grande potenza, alle sbarre AT confluiscono molti generatori e molte linee e quindi la tensione è garantita con un alto grado di sicurezza. In questi casi si preferisce alimentare sempre gli ausiliari mediante un trasformatore connesso a tali sbarre.

2.5. Gli impianti di pompaggio o di accumulazione

2.5.1. Generalità

Gli impianti di pompaggio possono essere suddivisi in tipologie a seconda del numero totale di macchine idrauliche ed elettriche utilizzate:

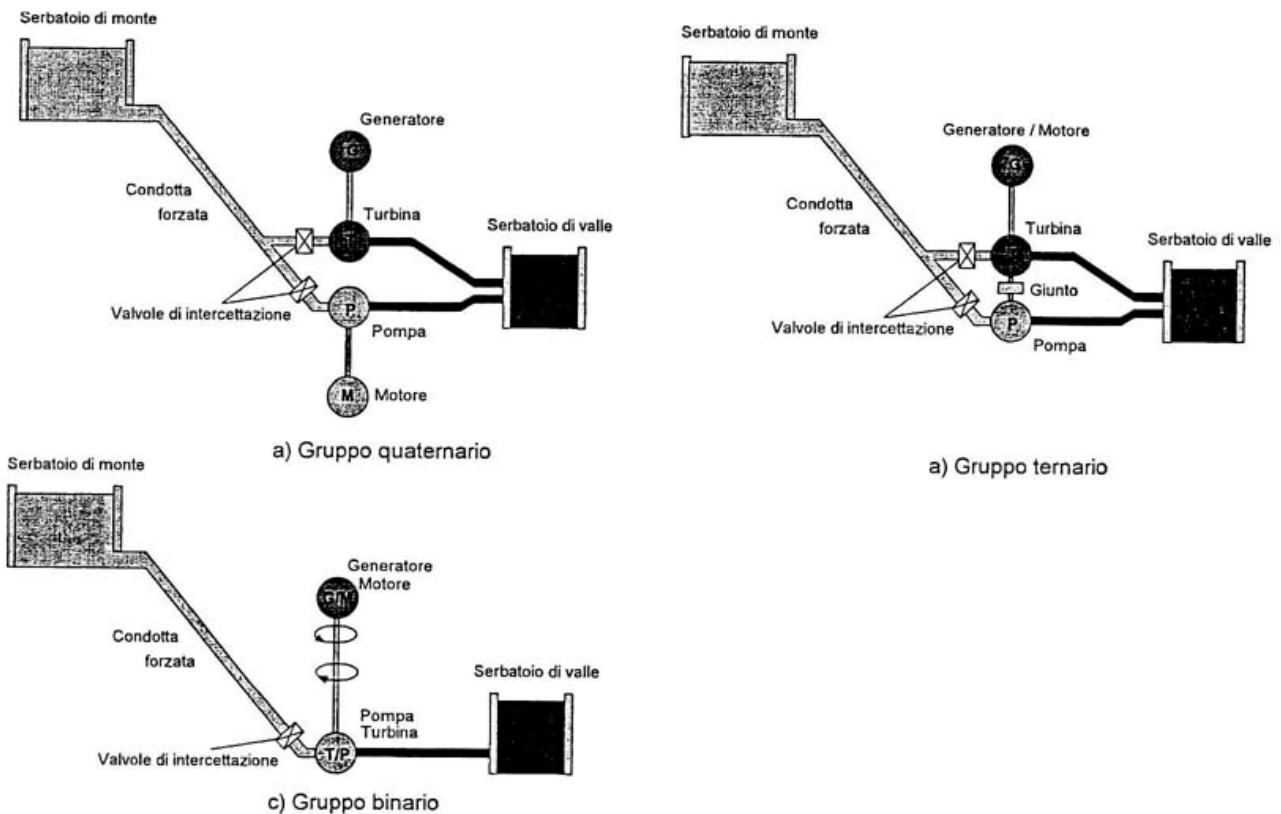


Figura 49 - Impianti di pompaggio: a) con quattro macchine; b) con tre macchine; c) con due macchine.

- a) **Impianto quaternario:** utilizza un gruppo turbina/generatore per la produzione di energia elettrica ed un gruppo motore/pompa per l'accumulazione di acqua nel serbatoio a monte;
- b) **Impianto ternario:** utilizza una sola macchina elettrica, coassiale con una turbina ed una pompa, che funge da motore nella fase di pompaggio e da generatore in turbinaggio;
- c) **Impianto binario:** utilizza una sola macchina elettrica come lo schema b) ed una sola macchina idraulica reversibile, cioè in grado di funzionare sia da pompa che da turbina.

Gli impianti quaternari di tipo a) non vengono quasi mai utilizzati, anche se molto flessibili, in quanto molto costosi. Si ricorre ad essi solamente quando il bacino di valle occupa una superficie piccola (ed è pertanto molto profondo): in questo caso sarebbero necessari alberi di collegamento turbina-pompa troppo lunghi per mantenere un battente adeguato.

Nel seguito, quindi, si analizzeranno solamente gli impianti ternari e binari.

2.5.1.1. I servizi degli impianti di pompaggio

Gli impianti di pompaggio svolgono una serie di servizi per il sistema elettrico:

- **Di potenza e di trasferimento:** mettono a disposizione potenza e trasferiscono potenza da una fascia oraria all'altra;
- **Di rampa:** nelle prese di carico giornaliera in cui il gradiente di potenza risulta elevato (1 – 2% del valore di picco al minuto);
- **Di riserva rotante:** mantenendo in rotazione gli alternatori a carico nullo, partecipano alla regolazione primaria frequenza-potenza;
- **Di regolazione secondaria frequenza-potenza:** sono in grado di partecipare al ristabilimento della frequenza nominale successivamente a perdite di generazione e/o aumento di carico;
- **Di compensatore sincrono:** portato in rotazione alla velocità di sincronismo con distributori di turbina chiusi, variando la corrente di eccitazione generano o assorbono potenza reattiva, stabilizzando la tensione e partecipando al bilancio delle potenze reattive in rete.

2.5.1.2. Scelta della potenza e dell'energia producibile

Dal momento che le centrali di pompaggio richiedono un apporto di energia esterna per pompare l'acqua e quindi per funzionare, è immediato che, per generare una certa energia E_g attraverso un impianto di pompaggio, è necessario che una centrale termoelettrica (o comunque di altro tipo) produca una quantità di energia $E_p > E_g$, infatti si può scrivere

$$E_g = \eta_{tr} \eta_p \eta_g E_p$$

Dove

- η_{tr} è l'efficienza di trasporto dell'energia elettrica attraverso la rete;
- η_p è il rendimento di pompaggio (perdite nella pompa e nelle condotte forzate);
- η_g è il rendimento di generazione (perdite in turbina e nelle condotte forzate).

Tipicamente si ha che

$$E_g = 0,7 \div 0,75 E_p$$

Per individuare la potenza da assegnare alle pompe e alle turbine è sufficiente individuare, sul diagramma di carico, la retta P_c che realizza la condizione sovraesposta (vedi fig. a lato).

La potenza delle pompe P_p e quella delle turbine P_t saranno rispettivamente pari a:

$$P_p = P_c - P_{min}$$

$$P_t = P_{max} - P_c$$

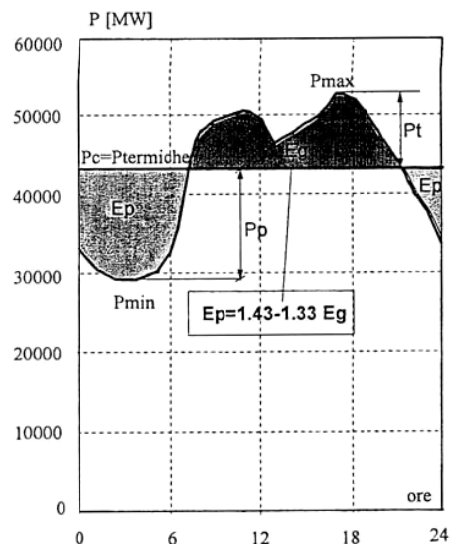
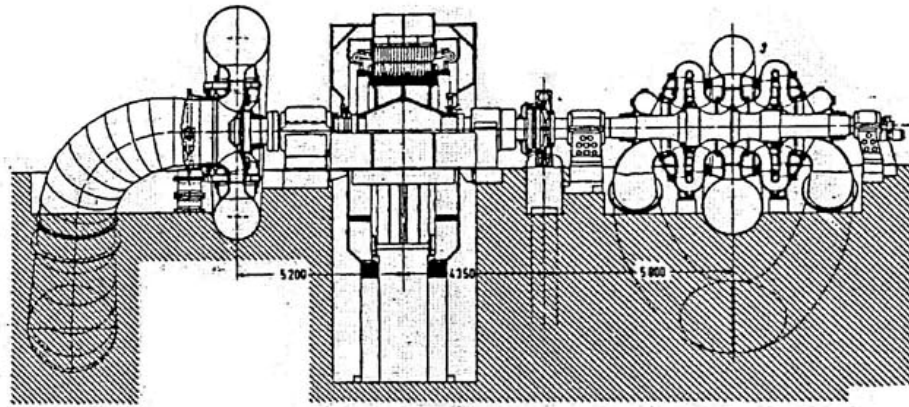


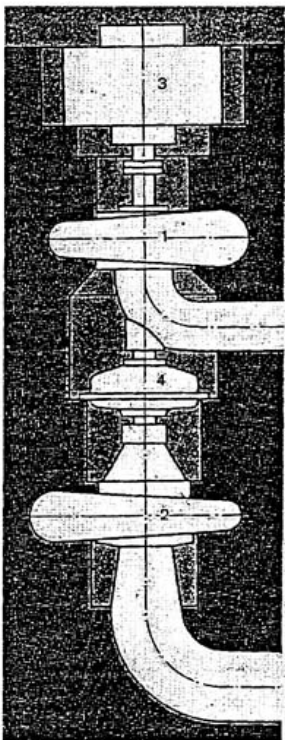
Figura 50 - Retta di compenso che individua la potenza degli impianti di pompaggio.

2.5.2. Gli impianti ternari

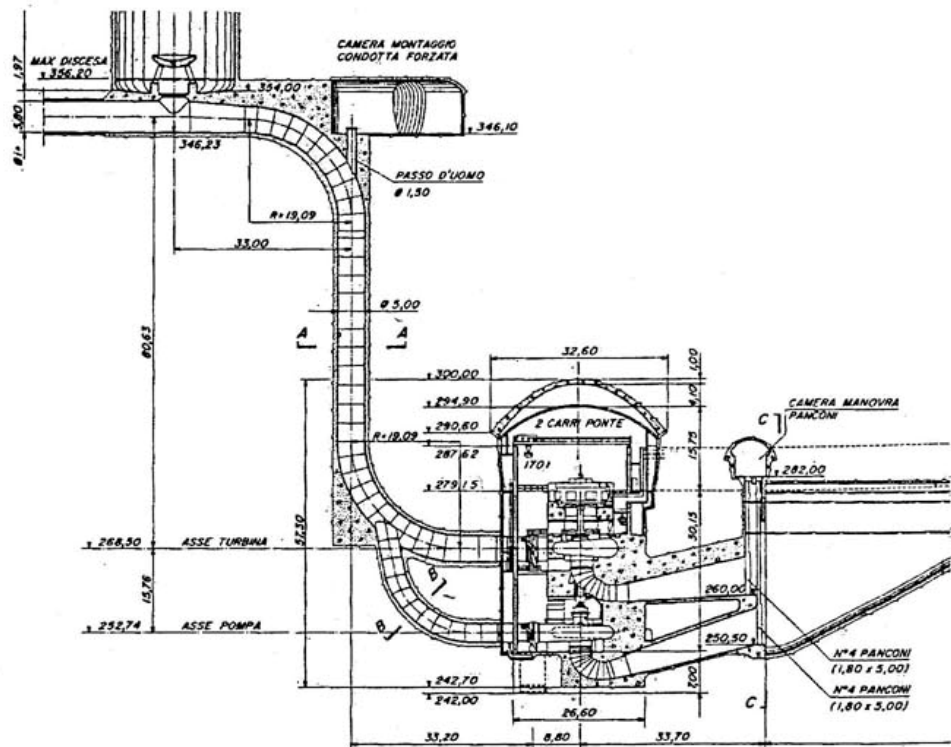
La disposizione degli impianti ternari, in genere, è ad asse verticale, ma può anche essere ad asse orizzontale nel caso di utilizzo di turbine Francis.



a)



b)



c)

Figura 51 - Gruppi ternari: a) gruppo ad asse orizzontale e turbina Francis; b) Gruppo ad asse verticale; c) Schema globale di un impianto di pompaggio ternario.

Durante il pompaggio, il trascinarsi della turbina non introduce perdite apprezzabili, mentre in generazione, il trascinarsi della pompa causa perdite che possono anche raggiungere il 40% se la pompa è allagata. Per questo è necessario inserire tra la turbina e la pompa un giunto a corone dentate che permette alla turbina di ruotare senza trascinare la pompa.

2.5.2.1. Avviamento e inversione di marcia

La messa in servizio nella modalità di generazione non presenta alcun problema. Nell'avviamento in pompaggio e nell'inversione di funzionamento, invece, devono essere adottate opportune procedure.

Avviamento in pompaggio (2-3 min)

Come noto, il motore sincrono non è auto avviante. È necessario quindi un motore di lancio che porti tutto il gruppo alla velocità di sincronismo. Tale motore è costituito dalla turbina stessa. Pertanto le operazioni di avviamento sono, in ordine cronologico:

1. A valvole di mandata di turbina e pompa chiuse si innesta la pompa tramite il giunto dentato;
2. A valvola di mandata della pompa chiusa e pompa allagata si apre la mandata di turbina e si porta il gruppo alla velocità di sincronismo;
3. Si esegue il parallelo con la rete;
4. Si chiude il distributore di turbina e la macchina sincrona passa a funzionare da motore;
5. Si apre la valvola di mandata della pompa.

Se la turbina è a reazione, dopo che la pompa ha preso carico, si può svuotare con aria compressa per ridurre le perdite in pompaggio.

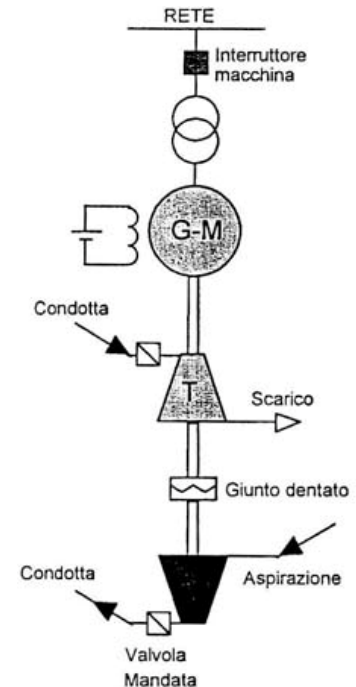


Figura 52 - Gruppo ternario.

Inversione di funzionamento da turbina a pompa (2-6 min)

I tempi necessari per l'inversione variano considerevolmente a seconda che si esegua l'innesto della pompa alla velocità nominale o da ferma. Sono riportate le procedure in ordine cronologico nei due casi:

- A. **Innesto della pompa in rotazione.** È una modalità di inversione delicata, ma permette di invertire il funzionamento in un paio di minuti:
 1. Si porta la pompa disallagata alla velocità nominale;
 2. Si aggancia (mediante il dispositivo di sincronizzazione) il gruppo turbina generatore attraverso il giunto dentato;
 3. Si chiude il distributore di turbina: la macchina sincrona passa da generatore a motore;
 4. Si apre la valvola di mandata della pompa.
- B. **Innesto della pompa da ferma.** Richiede tempi lunghi perché occorre frenare la turbina per poter innestare la pompa tramite il giunto dentato:
 1. Si apre l'interruttore di macchina;
 2. Si chiude il distributore di turbina;
 3. Si frena il gruppo. La frenatura può essere:
 - Elettrica: si chiude il generatore su una terna di resistenze;
 - Meccanica: applicabile solo a basse velocità (10% di quella nominale) per evita l'usura dei freni;

- Idraulica: tramite una turbinetta ausiliaria che genera una coppia frenante;
 - Con controgetti: solo nelle turbine Pelton.
4. A macchina ferma di innesta la pompa (allagata con valvola di mandata chiusa) attraverso il giunto dentato;
 5. Si avvia il gruppo in pompaggio come visto in precedenza.

Inversione di funzionamento da pompa a turbina (1-3 min)

I tempi richiesti sono inferiori rispetto all'inversione contraria, in quanto la fermata della pompa richiede solo alcuni minuti. Si possono distinguere due manovre:

A. A pompa che rimane allagata (3 min):

1. Si apre l'interruttore di macchina;
2. Si chiude la valvola di mandata della pompa (il gruppo inizia a rallentare);
3. A gruppo fermo si disconnette la pompa mediante il giunto dentato;
4. Si apre la valvola di turbina fino a portare il gruppo a velocità nominale;
5. Si effettua il parallelo con la rete.

B. Con pompa che viene svuotata (1-1,5 min):

1. Si chiude la valvola di mandata della pompa;
2. Si svuota la pompa attraverso aria compressa;
3. Si distacca la pompa ancora in velocità mantenendo il sincro connesso alla rete;
4. Si apre la valvola di turbina prendendo carico.

2.5.3. Gli impianti binari

Il passaggio dagli impianti ternari a quelli binari si è avuto con l'introduzione delle macchine idrauliche reversibili. Tali macchine richiedono un profilo particolare di palettatura al fine di presentare buoni rendimenti. L'utilizzo di una sola macchina permette di ottenere una sensibile **riduzione del costo d'impianto**.

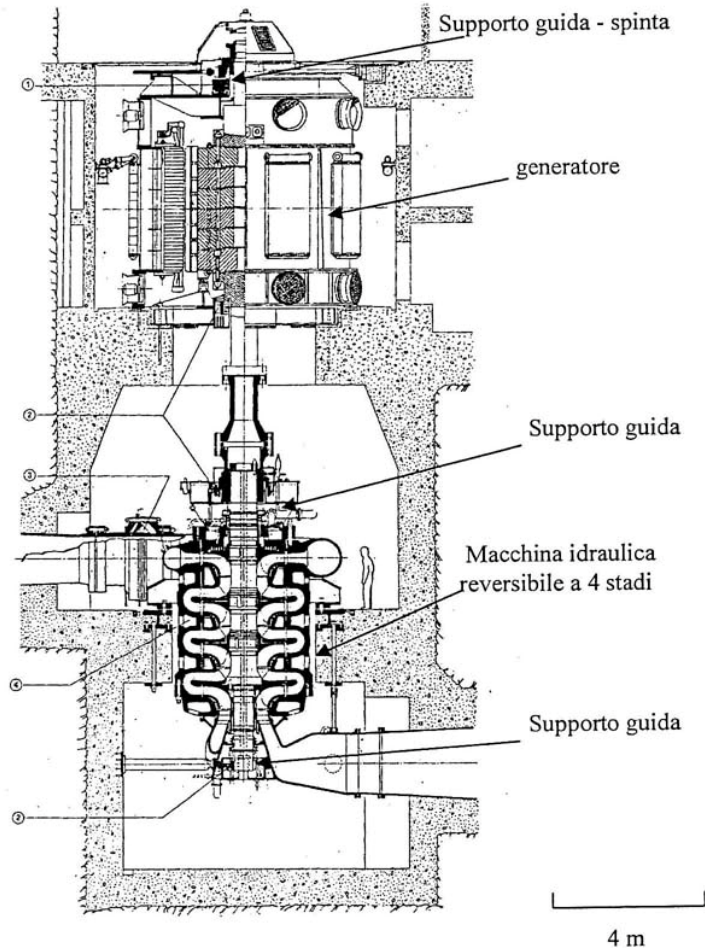


Figura 53 - Impianto binario con macchina reversibile a 4 stadi.

L'ingombro verticale è ridotto ($\sim 25\text{ m}$), circa la metà dei gruppi ternari di pari potenza. Questa tecnologia comporta però i seguenti svantaggi:

- Avviamenti nel funzionamento da pompa più lenti e complessi;
- Inversioni di funzionamento più lente, perché richiedono l'inversione del senso di rotazione del gruppo;
- Minore possibilità di regolazione della potenza perché, nelle macchine reversibili multistadio, si può variare l'inclinazione delle sole pale del primo distributore.

Utilizzando lo stesso salto entalpico sia come pompa che come turbina, per avere il massimo rendimento occorre che la velocità di rotazione sia diversa. Questo può essere ottenuto dotando lo statore di due avvolgimenti, oppure di un avvolgimento a poli commutabili: ne derivano **macchine più ingombranti e costose**.

2.5.3.1. Avviamento e inversione di marcia

L'avviamento e l'inversione dei gruppi binari è più complesso e richiede in genere tempi più lunghi rispetto a quelli degli impianti ternari per i seguenti motivi:

1. Nell'avviamento in pompaggio, poiché non è disponibile la turbina, è necessario utilizzare un motore ausiliario o un gruppo in turbinaggio o un convertitore statico AC/AC con cui muovere il gruppo e portarlo alla velocità di sincronismo;
2. Nel caso di inversioni di funzionamento occorre sempre fermare il gruppo poiché i versi di rotazione devono essere invertiti.

In fase di avviamento in pompaggio si usa sempre svuotare la pompa, per ridurre la potenza richiesta al motore di lancio. Come motore ausiliario si può far ricorso a:

1. **Motore asincrono:** la sua velocità nominale deve essere maggiore alla velocità di sincronismo del gruppo;
2. **Turbina ausiliaria;**
3. **Eccitatrice principale:** se ancora di tipo rotante, si può usare come motore in CC;
4. **Avviamento in asincrono:** alimentando lo statore da rete, la macchina sincrona si comporta come un motore asincrono i cui avvolgimenti rotorici sono costituiti dai circuiti smorzatori. L'avviamento in asincrono può creare problemi alla rete (cadute di tensione nella zona circostante la centrale, a causa delle ingenti correnti di spunto) e alla macchina stessa (surriscaldamento del rotore), per cui devono essere prese opportune precauzioni.

Per ridurre il disturbo di rete:

- a. Inserzione di una reattanza in serie tra il trasformatore e i morsetti del generatore (metodo non ottimale perché la coppia motrice si riduce con il quadrato della tensione):

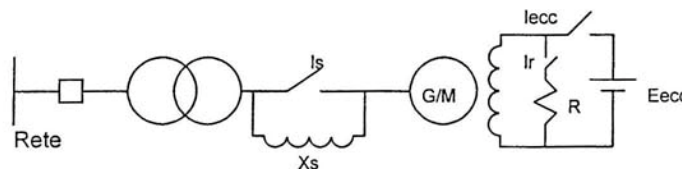


Figura 54 - Inserzione di una reattanza in serie tra il generatore e il trasformatore elevatore.

- b. Utilizzo di un trasformatore elevatore dotato di variatore di rapporto sotto carico:

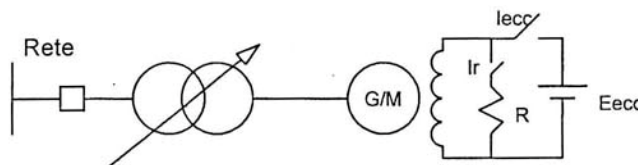


Figura 55 - Utilizzo di un trasformatore elevatore dotato di variatore di rapporto sotto carico.

- c. Interposizione di un autotrasformatore tra la macchina e il trasformatore elevatore:

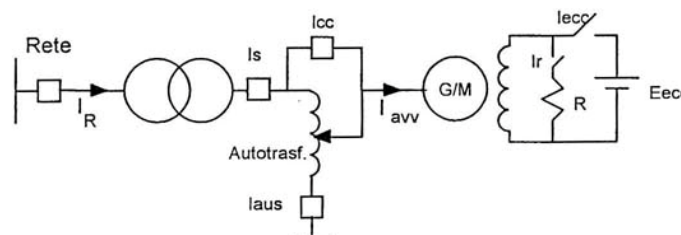


Figura 56 - Interposizione di un autotrasformatore tra la macchina e il trasformatore elevatore.

Per ridurre il disturbo alla macchina:

- a. Gli avvolgimenti smorzatori devono essere dimensionati per sopportare le correnti di spunto;
- b. L'avvolgimento eccitatore deve essere chiuso su una resistenza di valore pari a 5 volte la resistenza dell'avvolgimento stesso: in questo modo non si hanno sovratensioni ai capi dell'eccitatrice e contribuisce a generare la coppia motrice.

5. **Avviamento sincrono a frequenza variabile:**

- a. con alimentazione dello statore mediante un altro gruppo della centrale o di una centrale vicina, che viene avviato come generatore e contemporaneamente alimenta a frequenza variabile il gruppo da avviare. Tale metodo viene chiamato back-to-back ed è rappresentato in figura:

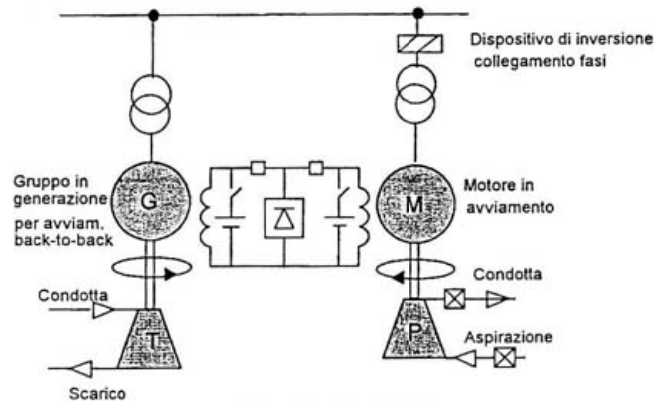


Figura 57 - Avviamento back-to-back.

- b. mediante un convertitore statico AC/AC, alimentato da rete:

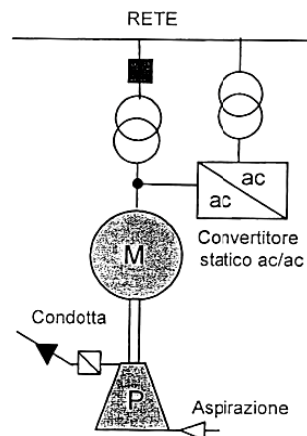


Figura 58 - Avviamento con convertitore statico AC/AC.

6. **Avviamento semisincrono:** utilizza in sequenza l'avviamento asincrono e sincrono a frequenza variabile. Si realizza l'avviamento in asincrono fino al 40% della velocità nominale. A questo punto si completa l'avviamento del gruppo in pompaggio in modalità back-to-back.

In conclusione i tempi di avviamento in pompaggio sono compresi tra alcuni minuti ed una decina di minuti, a seconda del metodo di avviamento adottato.

3. Impianti termoelettrici a vapore

3.1. Generalità

3.1.1. Il ciclo di Rankine

Per impianti termoelettrici a vapore (TEV) convenzionali si intendono quelli che producono energia elettrica convertendo l'energia primaria chimica posseduta dai combustibili fossili in energia elettrica.

Gli impianti TEV utilizzano come fluido motore l'acqua, alla quale viene fatto seguire il cosiddetto **ciclo di Rankine** (o **ciclo di Hirn**):

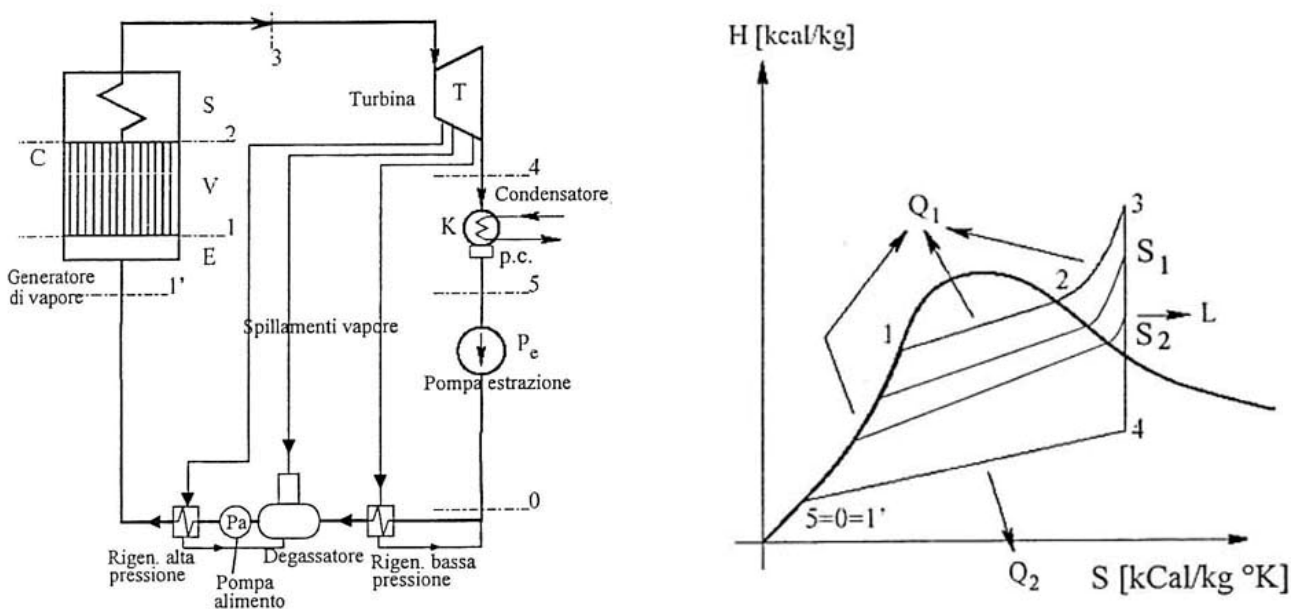


Figura 59 - Impianto TEV (a sinistra) e ciclo di Rankine nel piano H-S (a destra).

- 1'. Nel generatore di vapore l'acqua viene riscaldata evaporata e surriscaldata (rispettivamente nei tratti 1'-1, 1-2 e 2-3);
3. Il vapore generato viene inviato in turbina dove, espandendo, trasferisce la sua entalpia alla turbina, generando energia meccanica disponibile all'albero;
4. Il vapore saturo all'uscita della turbina viene condensato nel condensatore;
5. La condensa viene estratta a mezzo di una pompa che le conferisce un opportuno livello di pressione e la invia alla catena di rigenerazione di bassa pressione. Tale sezione dell'impianto di preriscaldamento include il degassatore, organo preposto alla rimozione dei gas dall'acqua di alimento. A questo punto la pompa di alimento preleva l'acqua conferendola la pressione voluta e la invia in caldaia, dove il ciclo ricomincia.

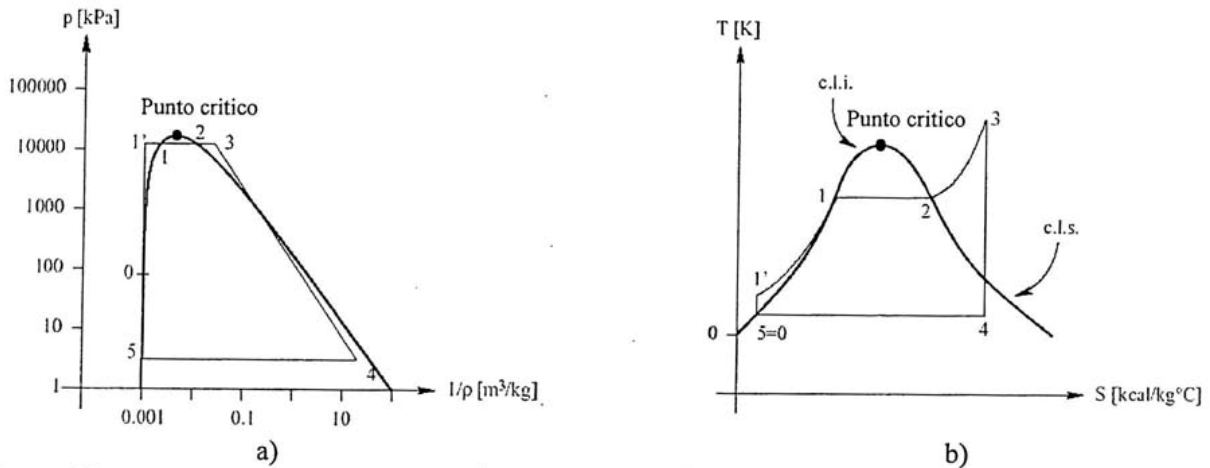


Figura 60 - Ciclo di Rankine nei piani $p - v$ (fig. a) e $T - S$ (fig. b).

Il **piano $p - v$** mette in evidenza le pressioni a cui l'acqua-vapore si trova nelle diverse sezioni dell'impianto, ma non gli scambi di lavoro e di calore.

Il **piano $T - S$** , invece, mette in evidenza gli scambi di calore: Q_1 (calore fornito al fluido) è l'area sottesa alla linea spezzata 5-1'-1-2-3, Q_2 (calore ceduto dal fluido) è invece l'area sottesa ai punti 4-5, mentre il lavoro L è l'area del ciclo intero, pertanto $L = Q_1 - Q_2$. Da quanto detto segue che il **rendimento del ciclo di Hirn** è pari a

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

Il **piano $H - S$** è quello che meglio rappresenta il ciclo di Hirn in quanto:

- È facilmente individuabile il calore Q_1 con $Q_1 = H_3 - H_{1'}$;
- Il lavoro ottenuto L è dato da $L = H_3 - H_4$;
- Il calore sottratto dal condensatore Q_2 è pari a $Q_2 = H_4 - H_0$

Il rendimento può essere pertanto ridefinito tramite le differenze di entalpia come:

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{H_3 - H_4}{H_3 - H_{1'}}$$

I cicli acqua vapore rappresentati nelle figure precedenti sono detti **subcritici** in quanto l'acqua entra nel generatore di vapore ad una pressione minore di quella critica (225,2 ata): nei tubi evaporatori di caldaia parte di essa cambia stato variando gradualmente il titolo di vapore dall'ingresso all'uscita.

Se invece la pressione dell'acqua in ingresso al generatore di vapore è maggiore di quella critica, il cambiamento di stato avviene istantaneamente in una sezione del tubo evaporatore: si ha un trasformazione isobara, ma non isoterma. In questo caso l'impianto si dice **supercritico**, ed il ciclo è rappresentato in figura a lato.

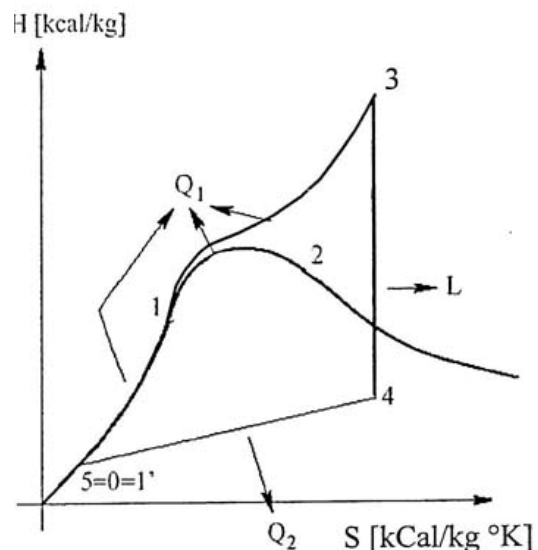


Figura 61 - Ciclo di Rankine per un impianto supercritico.

3.1.2. Le condizioni al condensatore

Come si è visto il lavoro di turbina dipende dall'entalpia del fluido motore nei punti 3 e 4 del ciclo di Rankine. Per questo motivo è opportuno avere H_3 e H_4 rispettivamente più alto e più basso possibile, in modo da massimizzare il salto entalpico.

La pressione nel condensatore dipende dalla temperatura che si riesce a stabilire in esso. Il fluido acqua-vapore nel condensatore ha varianza pari ad uno trattandosi di un solo elemento ($N = 1$), l'acqua, in due fasi ($X = 2$) acqua e vapore:

$$V = N - X + 2 = 1$$

Per questo motivo la variabile indipendente del sistema è solamente una: al diminuire della temperatura, decresce la pressione al condensatore.

L'obiettivo del condensatore è, pertanto, mantenere una temperatura più bassa possibile in modo da abbassare quanto più la pressione e, quindi, l'entalpia H_4 . Si riportano, a titolo di esempio, due calcoli relativi al medesimo impianto in cui la temperatura T_4 subisce un decremento di circa 70°C :

Caso 1	$T_3 = 540^\circ\text{C}$ $P_3 = 70\text{ ata}$	$T_4 = 100^\circ\text{C}$ $P_4 = 1\text{ ata}$	$H_3 = 837\text{ kcal/kg}$ $H_4 = 603\text{ kcal/kg}$	$\Delta H = 234\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
Caso 2		$T_4 = 32,5^\circ\text{C}$ $P_4 = 0,05\text{ ata}$	$H_3 = 837\text{ kcal/kg}$ $H_4 = 507\text{ kcal/kg}$	$\Delta H = 330\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

Si noti come, nel caso 2, si ha un incremento del 41% del salto entalpico. Ciò significa, tra l'altro, che a parità di potenza prodotta si può **ridurre la portata di vapore**, infatti dall'espressione della potenza segue che:

$$P_t = \frac{M_v(H_3 - H_4)}{860} \eta_t \quad \rightarrow \quad M_v = \frac{860 P_t}{\eta_t(H_3 - H_4)}$$

Per produrre 1 kW sono necessari $M_{v1} = 4,59\text{ kg/h}$ di vapore nel primo caso e $M_{v2} = 3,25\text{ kg/h}$ nel secondo. Oltre a ciò il condensatore richiede una **minore portata dell'acqua di raffreddamento**. Infatti la quantità di calore da asportare al vapore pari a

$$M_v(H_4 - H_0) = M_v r x$$

dove r è il calore di condensazione e x il titolo di vapore, dovrà essere pari al calore assorbito dall'acqua refrigerante $M_a C_a \Delta T_a$, dove M_a è la portata d'acqua refrigerante, C_a è il calore specifico dell'acqua e ΔT_a è l'incremento di temperatura tra ingresso e uscita dell'acqua refrigerante (max. 8°C , per legge). Si avrà dunque:

$$M_a = \frac{M_v r x}{C_a \Delta T_a}$$

Da cui, con riferimento all'esempio precedente, si ha: $M_{a1} = 288\text{ kg/h}$ e $M_{a2} = 193\text{ kg/h}$.

3.1.3. Le condizioni al generatore di vapore

Come visto in § 3.1.2. per massimizzare le prestazioni dell'impianto è opportuno che H_3 sia più in alto possibile. Per questo motivo il vapore prodotto in caldaia viene surriscaldato. Il surriscaldamento del vapore, tuttavia, comporta anche altri benefici, quali:

- Aumento del massimo rendimento del ciclo, in quanto si innalza la temperatura massima (effetto Carnot);
- Aumento del titolo di vapore a fine espansione, con minore presenza di goccioline d'acqua negli stadi finali della turbina BP e minore erosione di essi.

Fissata, per motivi di resistenza dei materiali, la temperatura massima T_3 è necessario determinare la pressione P_3 . Tale scelta viene generalmente fatta in modo massimizzare una delle seguenti due grandezze:

- Il lavoro specifico L ;
- Il rendimento del ciclo termodinamico η_c .

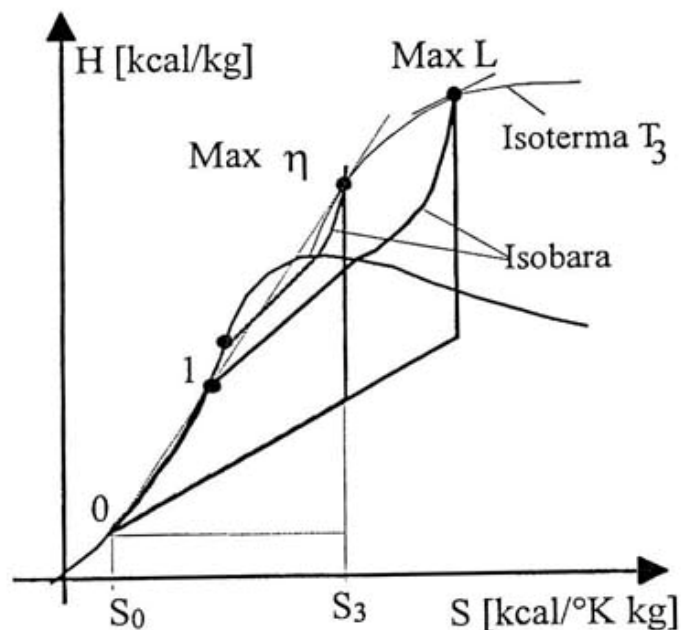


Figura 62 - Punti di inizio espansione nel piano H-S che massimizzano il rendimento o il lavoro specifico.

Dalla figura si osserva che la condizione di massimo rendimento del ciclo si ottiene, fissata T_3 , per valori di pressione superiori rispetto a quelli richiesti per ottenere il massimo lavoro specifico. Ciò giustifica il fatto che i moderni impianti sono supercritici, in quanto con $T_3 \approx 550 \div 600 \text{ }^\circ\text{C}$ la pressione richiesta è superiore a quella critica.

3.1.4. Il risurriscaldamento

Nel passato sono stati realizzati impianti subcritici per i due seguenti motivi:

- Per il vapore surriscaldato, anche per variazioni cospicue di pressione, l'incremento della temperatura (e quindi del rendimento) è relativamente piccolo (effetto Carnot);
- Con pressioni del vapore surriscaldato prossime o superiori alla pressione critica, il vapore a fine espansione in turbina ha un titolo troppo basso, con conseguente erosione degli ultimi stadi del corpo di bassa pressione.

Per il primo motivo di cui sopra è stato introdotto un secondo surriscaldamento chiamato risurriscaldamento (RH). Il RH viene effettuato inviando di nuovo in caldaia il vapore in uscita dal corpo di alta pressione, che poi viene fatto espandere nel corpo di media e successivamente di bassa pressione. Il titolo di vapore di fine espansione si mantiene così a valori elevati, superiori a $0,85 \div 0,9$.

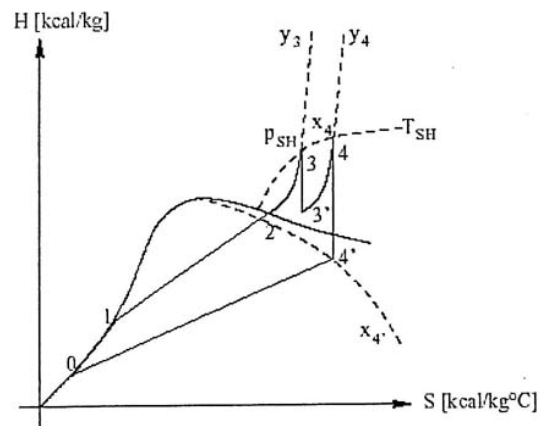
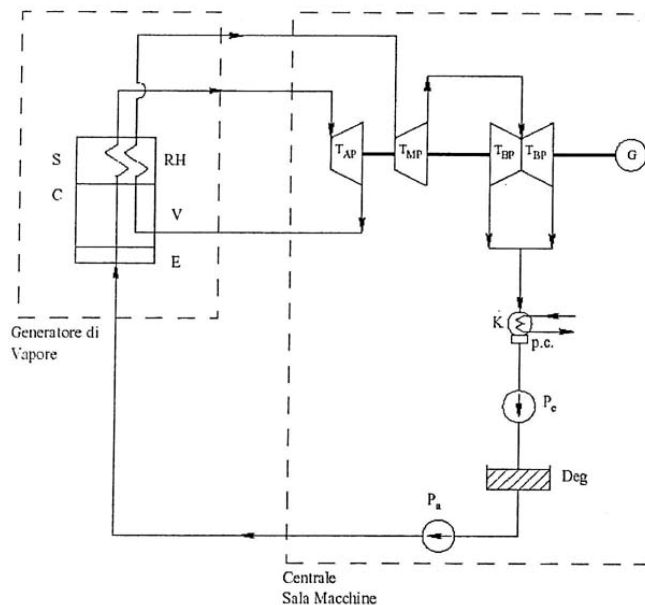


Figura 63 - Impianto a semplice risurriscaldamento (a sinistra) e ciclo di Rankine modificato (a destra).

Con il risurriscaldamento si ottiene l'ulteriore vantaggio di innalzare la temperatura media a cui si cede il calore al fluido motore, innalzando il rendimento del ciclo (effetto Carnot).

Per aumentare i rendimenti e i lavori specifici è possibile aumentare il numero dei risurriscaldamenti. Nella figura accanto è riportato il ciclo di un impianto a doppio risurriscaldamento. Ciò comporta un'ulteriore complicazione impiantistica in quanto sono necessarie cinque tubazioni di adduzione vapore tra la caldaia e i corpi di turbina. Tale complicazione è aggravata dal fatto che le tubazioni in uscita dall'ultimo risurriscaldatore sono molto grandi in quanto il volume specifico del vapore è più elevato a bassa pressione.

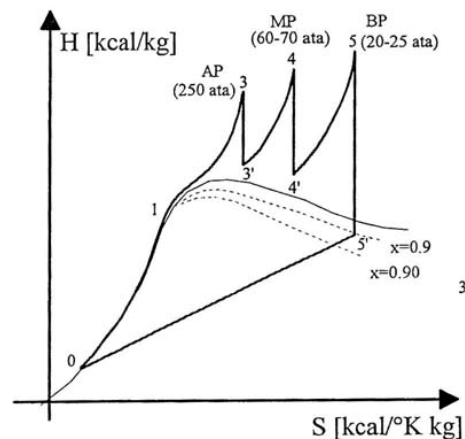


Figura 64 - Ciclo supercritico con due risurriscaldamenti.

3.1.5. La rigenerazione termica

Ai fini del rendimento, con riferimento alla figura sottostante, la quantità di calore $Q_1^{(1)}$ è nociva, in quanto essa viene ceduta al fluido in una gamma elevata di temperature.

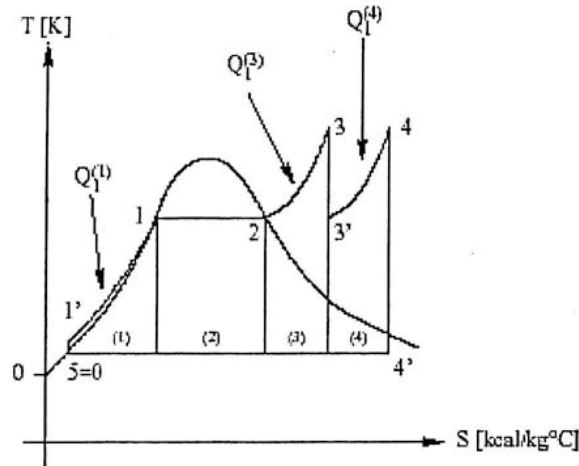


Figura 65 - Ciclo di Rankine con risurriscaldamento.

Il rendimento η_t , infatti, può essere espresso in funzione dei rendimenti parziali dei quattro sottocicli riportati in figura:

$$\eta_t = \frac{\eta_1 Q_1^{(1)} + \eta_2 Q_1^{(2)} + \eta_3 Q_1^{(3)} + \eta_4 Q_1^{(4)}}{Q_1^{(1)} + Q_1^{(2)} + Q_1^{(3)} + Q_1^{(4)}}$$

Nel complesso, η_t è penalizzato dal basso valore del rendimento del primo ciclo parziale η_1 :

$$\eta_1 = 1 - \frac{T_0}{T_{ml}} = 1 - \frac{T_0}{\frac{T_1 - T_0}{\ln T_1/T_0}}$$

Il ciclo di Carnot η_{1c} compreso tra le medesime due temperature T_1 e T_0 ha un rendimento maggiore, in quanto risulta

$$\eta_{1c} = 1 - \frac{T_0}{T_1} > 1 - \frac{T_0}{T_{ml}} = \eta_1$$

Ad esempio per $T_1 = 673,2 K$ e $T_0 = 303 K$, risulta $\eta_1 = 0,32$ mentre $\eta_{1c} = 0,55$.

Il rendimento parziale η_1 può essere accresciuto se il calore $Q_1^{(1)}$ viene ceduto per scambio interno. Tale scambio viene realizzato spillando opportune quantità di vapore dai diversi corpi di turbina che riscaldano, nei rigeneratori, l'acqua di alimento.

3.1.5.1. Il grado di rigenerazione

Con riferimento alla seguente figura:

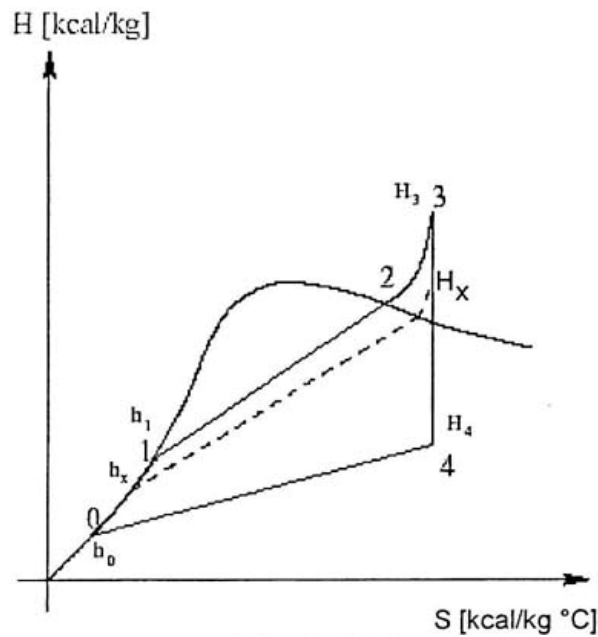


Figura 66 - La rigenerazione termica.

si definisce **grado di rigenerazione R**, la quantità di calore che viene fornita ad un kg d'acqua evolvente nel condensatore per via rigenerativa, rispetto alla quantità di calore che deve essere fornita per portare la stessa quantità d'acqua alla temperatura di vaporizzazione:

$$R = \frac{h_x - h_0}{h_1 - h_0}$$

Per $R = 0$ non vi è rigenerazione, per $R = 1$ si ha rigenerazione completa.

Se si indica con z il numero degli spillamenti e con $m_s = \sum_{i=1}^z m_i$ la massa totale di vapore spillato, il **rendimento del ciclo rigenerato** η_r è pari a:

$$\eta_r = 1 - \frac{Q_2}{Q_{1R}} = 1 - \frac{H_4 - h_0}{(1 + m_s)(H_3 - h_x)}$$

Da cui, introducendo il grado di rigenerazione R :

$$\eta_r = 1 - \frac{H_4 - h_0}{(1 + m_s) \underbrace{[H_3 - h_1 + (1 - R)(h_1 - h_0)]}_{H_3 - h_x}}$$

Il grado di rigenerazione $R_{\max \eta_r}$ che massimizza η_r è pari

$$R_{\max \eta_r} = \frac{z}{z + 1}$$

L'andamento del rendimento del ciclo è funzione del numero di spillamenti, come riportato in figura:

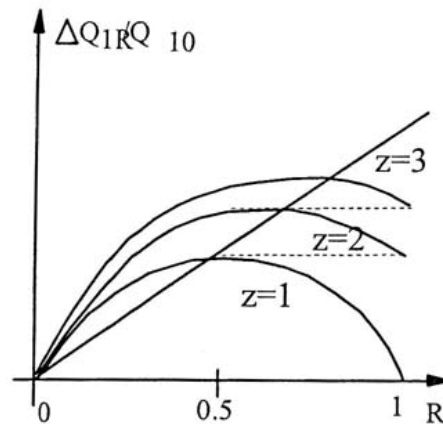


Figura 67 - Andamento del rendimento ($\Delta Q_{1R}/Q_{10}$) in funzione del grado di rigenerazione R .

Nella pratica il numero di spillamenti non viene spinto oltre $z = 8 \div 10$. Inoltre la scelta del numero di spillamenti da adottare è dettata dall'ottimizzazione del rendimento globale dell'impianto e non soltanto del ciclo termodinamico. Ad esempio con $z = 6$ spillamenti il grado di rigenerazione ottimale sarebbe pari a $R_{\max \eta_r} = 86\%$. Tuttavia, se si adottasse tale grado di rigenerazione, non si potrebbe sfruttare il calore residuo dei fumi ed il rendimento del generatore di vapore η_{gv} diminuirebbe. Per questo, generalmente, soltanto la quantità di calore non fornita dai fumi viene ricavata per via rigenerativa.

Gli spillamenti di vapore, infine, hanno anche il pregio di ridurre la portata di vapore negli ultimi stadi di turbina, nei quali si hanno difficoltà nello smaltimento di grandi portate per via delle eccessive sezioni di passaggio richieste.

Da quanto esposto fin'ora si può riassumere che i mezzi adottati per aumentare il rendimento degli impianti TEV sono:

- Mantenere la pressione al condensatore più bassa possibile;
- Innalzare temperatura e pressione del vapore in ingresso alla turbina;
- Adottare i surriscaldamenti del vapore;
- Attuare la rigenerazione termica ottimizzando il rendimento globale dell'impianto;
- Aumentare il rendimento del generatore di vapore e della turbina.

3.2. Componenti degli impianti TEV

3.2.1. Il condensatore e l'impianti di condensazione

Il condensatore è uno scambiatore di calore nel quale il vapore allo scarico della turbina viene raffreddato e condensato. Poiché in esso vigono condizioni di equilibrio termodinamico, tanto più bassa è la temperatura che si riesce a stabilire, tanto più bassa sarà la pressione.

I condensatori utilizzati negli impianti TEV a combustibile fossile sono del tipo **a superficie**: in essi rimangono distinti l'acqua refrigerante ed il fluido motore. Negli impianti TEV geotermici, invece, vengono usati condensatori **a miscela**, nei quali l'acqua di raffreddamento si mescola al vapore.

I condensatori a superficie sono costituiti da un recipiente di forma approssimativamente cilindrica all'interno dei quali sono presenti fasci tubieri nei quali scorre l'acqua di raffreddamento. Il vapore, immesso dall'alto e lambendo esternamente i tubi si raffredda, condensa e viene raccolto in basso.

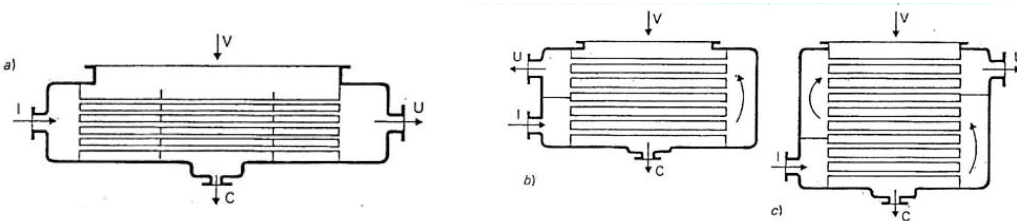


Figura 68 - Tipi di condensatore: a) a uno, b) a due, c) a tre passaggi.

Essi possono essere ad uno, a due o a tre passaggi (vedi fig. in alto). Quest'ultimo riduce gli ingombri ma aumenta le perdite di carico.

In virtù del fatto che il volume specifico del vapore si riduce man mano che esso si raffredda, è necessario che la sezione di passaggio del vapore sia decrescente verso il basso. Per questo motivo, in passato, sono stati costruiti condensatori "a cuore" come in figura. Oggi si ricorre per lo più a condensatori con setti separati.

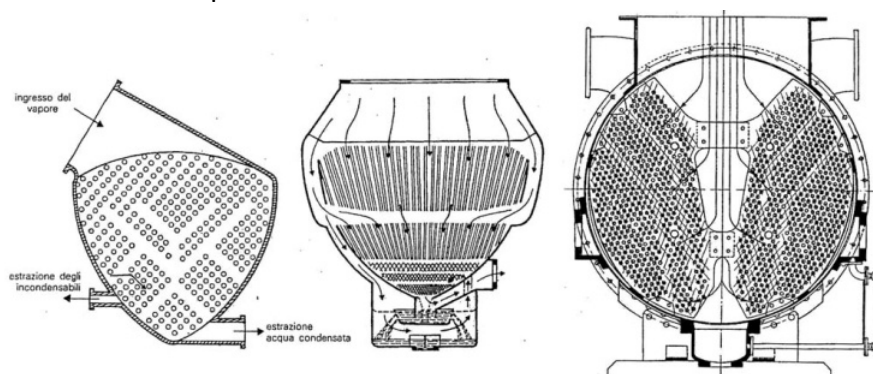


Figura 69 - Condensatore "a cuore".

Nel fluido acqua vapore sono sempre mescolati gas, per cui la pressione che vige al condensatore dipende anche dalla pressione parziale dei diversi gas. Questi sono pertanto nocivi in quanto fanno aumentare la pressione totale. Per questo, nei condensatori, sono presenti degli eiettori con lo scopo di estrarre i gas incondensabili.

3.2.1.1. Calcolo della portata di acqua refrigerante e della superficie di scambio

Come già visto in § 3.1.2. la portata di acqua refrigerante è pari a

$$M_a = \frac{M_v r x}{C_a \Delta T_a}$$

Dove M_a è la portata massica di acqua refrigerante, M_v la portata massica di vapore, C_a il calore specifico dell'acqua, ΔT_a il salto di temperatura fra ingresso e uscita dell'acqua refrigerante, r il calore di condensazione alla pressione del condensatore e x il titolo di vapore in ingresso al condensatore.

Lo scambio termico nel condensatore altro non è che lo scambio termico in uno scambiatore di calore. Il flusso termico tra i due fluidi Φ è pertanto esprimibile dalla

$$\Phi = K S \Delta T_{ML}$$

Dove K è il coefficiente di scambio termico totale, S è la superficie di scambio e ΔT_{ML} è la differenza di temperatura media logaritmica (DTML) tra i due fluidi, definita come:

$$\Delta T_{ML} = \frac{T_{a,out} - T_{a,in}}{\ln \frac{T_v - T_{a,in}}{T_v - T_{a,out}}}$$

Dove T_v è la temperatura di ingresso del vapore, $T_{a,in}$ è la temperatura di ingresso dell'acqua refrigerante e $T_{a,out}$ è la sua temperatura di uscita. Il coefficiente di scambio termico totale K è altresì esprimibile come

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}}$$

Con α_v coeff. di convezione lato vapore, α_a coeff. di convezione lato acqua, s e λ lo spessore e la conducibilità termica dei tubi. Comunemente K risulta approssimabile a $K \approx \alpha_a$. In particolare si può calcolare K ricorrendo al prodotto di vari coefficienti di correzione tabellati in letteratura:

$$K = C_f C_{mat} C_s C_T K_n(d, V)$$

Dove C_f è dovuto allo sporramento dei tubi, C_{mat} al materiale di cui sono composti, C_s allo spessore dei tubi, C_T alla temperatura di ingresso dell'acqua, mentre K_n è il coefficiente di scambio termico che è funzione della velocità dell'acqua e del diametro dei tubi (in quanto α_a dipende dal numero di Nusselt, ovvero da tali grandezze).

Per il calcolo della superficie di scambio, in definitiva, si può utilizzare la seguente formula:

$$S = \frac{\Phi}{K \Delta T_{ML}} = \frac{M_v r x}{K \Delta T_{ML}}$$

In cui tutti i coefficienti sono noti.

3.2.2 La catena di rigenerazione

I preriscaldatori si distinguono in:

- **Rigeneratori a superficie.** Si dividono in:
 - Ad alta pressione: si trovano a valle della pompa di alimento;
 - A bassa pressione: si trovano a monte della pompa di alimento. In questo modo si limitano i rigeneratori ad alta pressioni che sono più complessi e costosi;
- **Rigeneratori a miscela.**

Nella seguente figura è riportato un rigeneratore di BP:

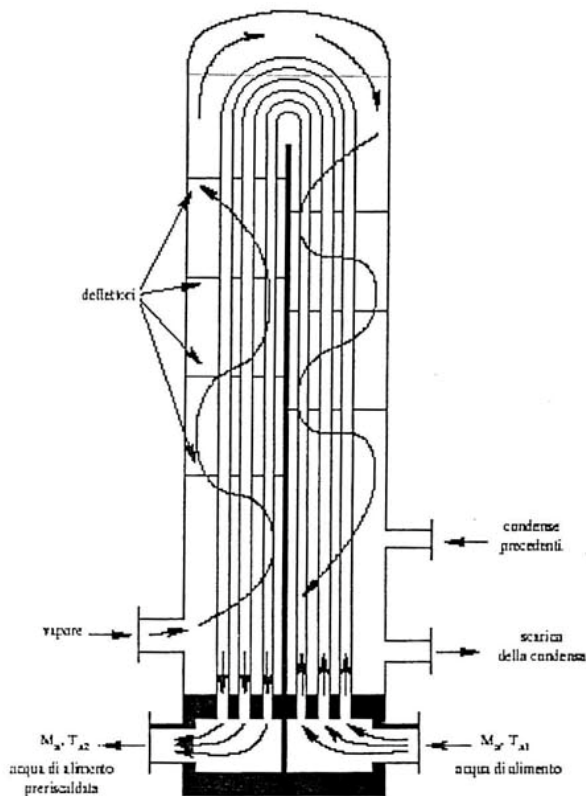


Figura 70 - Rigeneratore di BP.

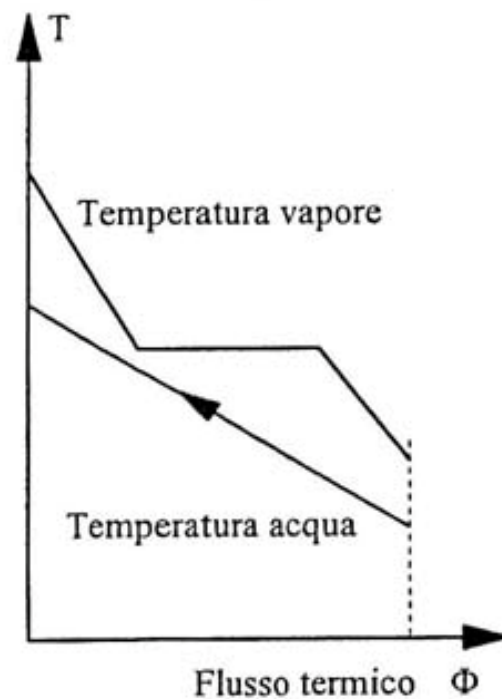


Figura 71 - Diagramma di scambio termico di un rigeneratore a vapore surriscaldato.

L'acqua di alimento entra dal basso nei fasci tubieri a forma di U. Il vapore spillato sale verso l'alto guidato da opportuni diaframmi e cede calore all'acqua. La disposizione dei rigeneratori è generalmente ad asse orizzontale ed essi raggiungono lunghezze dell'ordine della decina di metri e diametri fino a 1,5 m. Altre soluzioni costruttive sono adottate per permettere le dilatazioni dei fasci tubieri.

Dal punto di vista dello scambio termico è possibile individuare in essi tre zone di scambio:

1. Zona di desurriscaldamento;
2. Zona di condensazione;
3. Zona di sottoraffreddamento.

3.2.2.1. Il rigeneratore a miscela/degassatore

Nella catena di rigenerazione un rigeneratore è di tipo a miscela. Esso svolge il triplice compito di **rigeneratore**, **riserva d'acqua** e **degassatore**. La struttura del degassatore è quella riportata in figura:

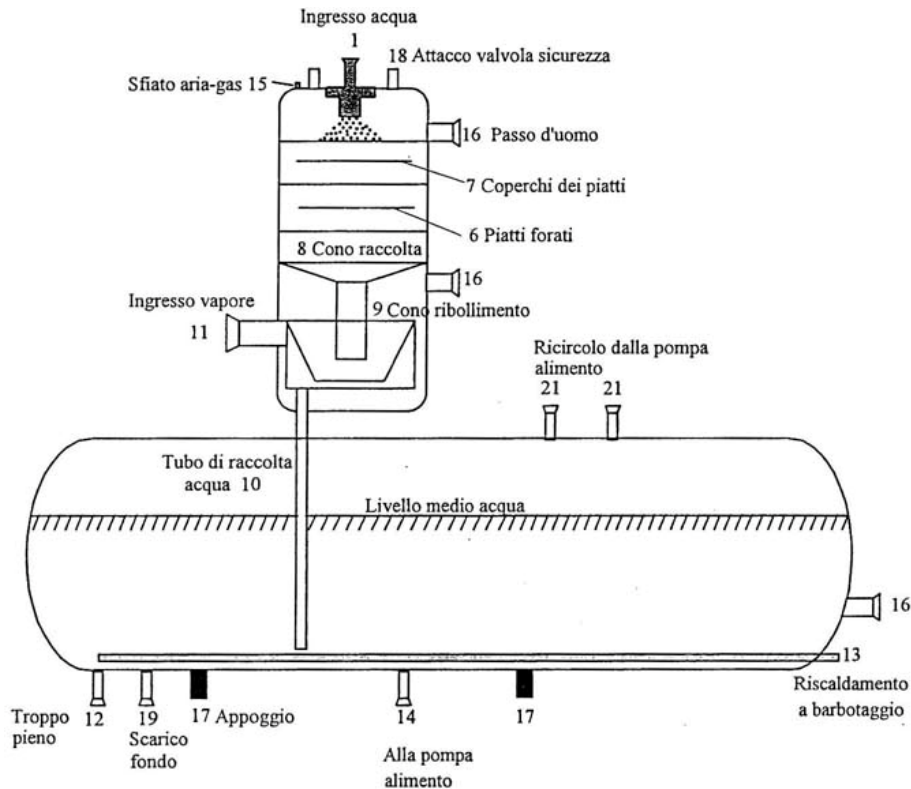


Figura 72 - Degassatore.

La funzione di degassatore è effettuata nella parte alta: l'acqua, precipitando di piatto in piatto, tende a liberarsi dai gas disciolti.

3.2.2.2. La pompa di alimento caldaia

Le pompe di alimento della caldaia prelevano l'acqua dal degassatore e la inviano in caldaia alla pressione voluta. Le pressioni da conferire sono ingenti, dai 150 *ata* fino ad oltre 400 *ata* negli impianti ultrasupercritici. La potenza assorbita dalla pompa è, pertanto, una percentuale significativa della potenza totale dell'impianto: circa il 2% negli impianti subcritici, 3 ÷ 5% negli impianti ipercritici ed ultrasupercritici.

La **prevalenza della pompa** si calcola attraverso l'equazione di conservazione dell'energia:

$$\Delta P = P_c - P_d + \Delta \zeta_i \quad \rightarrow \quad H = \frac{\Delta P}{\delta} = \frac{P_c - P_d}{\delta} + \Delta H_i$$

Dove P_c è la pressione in ingresso alla caldaia, P_d è la pressione nel degassatore e ΔH_i sono le perdite di carico, che possono raggiungere il 20 – 25% della prevalenza della pompa e δ la densità dell'acqua. In prima approssimazione si può stimare la prevalenza della pompa pari al 125% della pressione nominale di caldaia.

Per quanto riguarda la **portata**, la normativa prevede due alternative:

- Due pompe (in backup), ognuna in grado di elaborare il 120% della portata nominale;
- Tre pompe in parallelo ognuna in grado di elaborare il 60% della portata nominale (logica di sicurezza 2 su 3).

Per la regolazione della portata si può optare per due soluzioni:

- regolazione in velocità del motore primo che trascina la pompa (l'azionamento del motore deve essere predisposto per questo);
- utilizzo di una pompa a velocità fissa con in serie una valvola di derivazione che devia parte del flusso reintegrandolo nel degassatore.

Conoscendo la portata e la prevalenza H della pompa si può facilmente calcolare la **potenza** assorbita dalla pompa come:

$$P_n = \delta \cdot g \frac{Q \cdot H}{1000 \cdot \eta_p} \quad [kW]$$

Per un gruppo termoelettrico subcritico da 330 MW, considerando una portata di $H = 2344 \text{ m}$ e una $Q = 995 \cdot 215 \text{ kg/h}$, si ha una potenza $P_n = 7,78 \text{ MW}$, ossia il 2,43% della potenza nominale dell'impianto.

Le pressioni richieste impongono che la pompa sia di **tipo radiale**, con il minor numero di stadi per limitare la lunghezza dell'albero. A tal proposito è evidente che maggiori velocità di rotazione riducono il numero e le dimensioni delle giranti.

La pompa di alimento deve essere **posta sotto battente** al fine di evitare la cavitazione con riferimento alla seguente figura

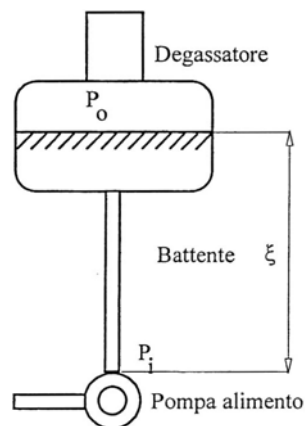


Figura 73 - Battente di installazione della pompa di alimento.

si può scrivere che la pressione in ingresso alla pompa è pari a

$$P_i = P_o + \delta \cdot \xi - \sum \zeta \geq P_o$$

Da cui il battente minimo sarà pari a

$$\xi \geq \frac{\sum \zeta}{\delta} = \Delta H$$

Dove ΔH sono le perdite di carico nel condotto.

Per tenere anche conto dei transitori che intervengono nelle variazioni di carico è opportuno portare in conto un termine aggiuntivo ΔH_t , pertanto il battente diverrà

$$\xi \geq \Delta H + \Delta H_t$$

Per ottenere un margine di sicurezza idoneo, i battenti sono molto elevati, anche maggiori a 20 m. In alternativa ad un elevato battente si può far ricorso alle cosiddette “pompe booster”, ossia delle pompe di bassa prevalenza (8 ÷ 10 ata) che inviano alla pompa di alimento acqua in pressione, scongiurandone la cavitazione. Un sistema con pompa booster è riportato in figura:

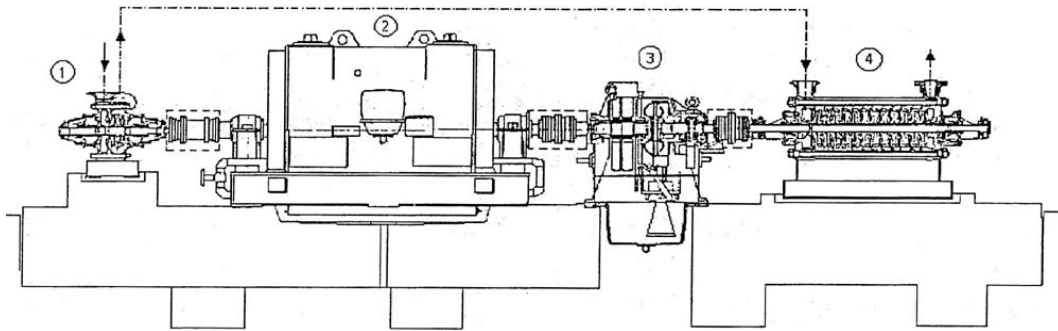


Figura 74 - Gruppo di alimentazione per caldaie ad alta potenzialità. 1) Pompa booster; 2) motore elettrico; 3) giunto moltiplicatore e variatore di velocità; 4) pompa di alimento.

L'azionamento della pompa di alimento può essere realizzato tramite:

1. **Motore asincrono a doppia gabbia.** Vantaggi:
 - a. Maggiore facilità di manovra e sicurezza di esercizio;
 - b. Conveniente per potenze ridotte (< 3 MW);
 Svantaggi:
 - a. Velocità non elevate (max 3000 rpm);
 - b. Correnti di avviamento elevate;
 - c. Necessità di utilizzare moltiplicatori ad ingranaggi.
2. **Turbina a vapore** che elabora vapore spillato dalla turbina di AP. Vantaggi:
 - a. Elevate velocità di rotazione;
 - b. Facile regolazione della velocità;
 è idoneo per impianti iper/ultrasupercritici
3. **Turbopompa** calettata sull'asse del gruppo. Richiede un azionamento esterno durante l'avviamento.

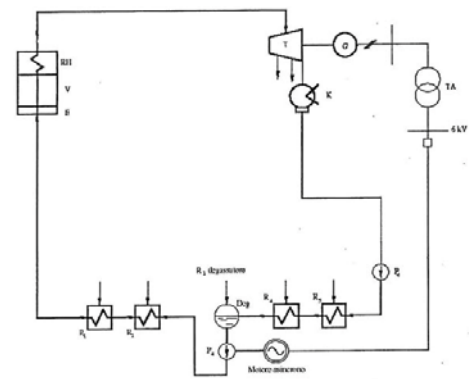


Figura 75 - Azionamento della pompa di alimento con motore asincrono.

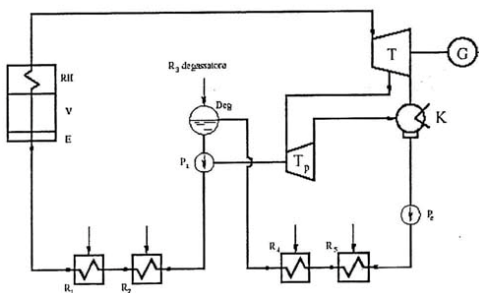


Figura 76 - Azionamento della pompa di alimento con turbina.

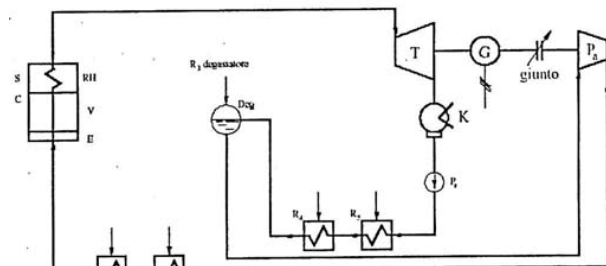


Figura 77 - Azionamento della pompa di alimento con turbopompa.

3.3. Il generatore di vapore

3.3.1. Generatori di vapore subcritici – generalità

Nei generatori di vapore subcritici (ovvero in quei generatori dove la pressione dell'acqua di alimento è inferiore alla pressione critica di 225,2 *ata*) la caldaia assume la tipica forma ad U rovescia, riportata in figura a lato.

Nel generatore di vapore si distinguono due circuiti:

- Circuito acqua-vapore;
- Circuito aria-fumi.

Lo schema completo di un generatore di vapore è riportato di seguito:

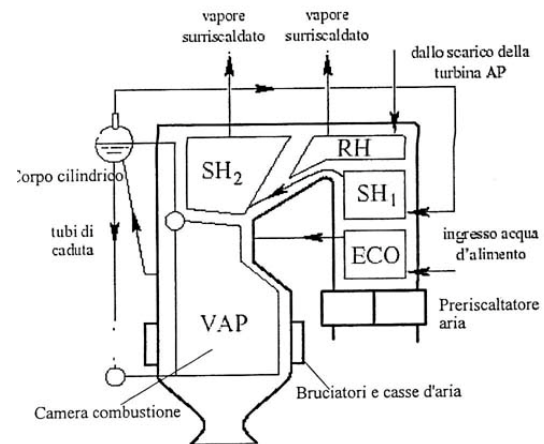


Figura 78 - Caldaia subcritica. VAP: tubi evaporatori; SH2: surriscaldatore irraggiato; RH: risurriscaldatore; SH1: surriscaldatore convetto; ECO: economizzatore;

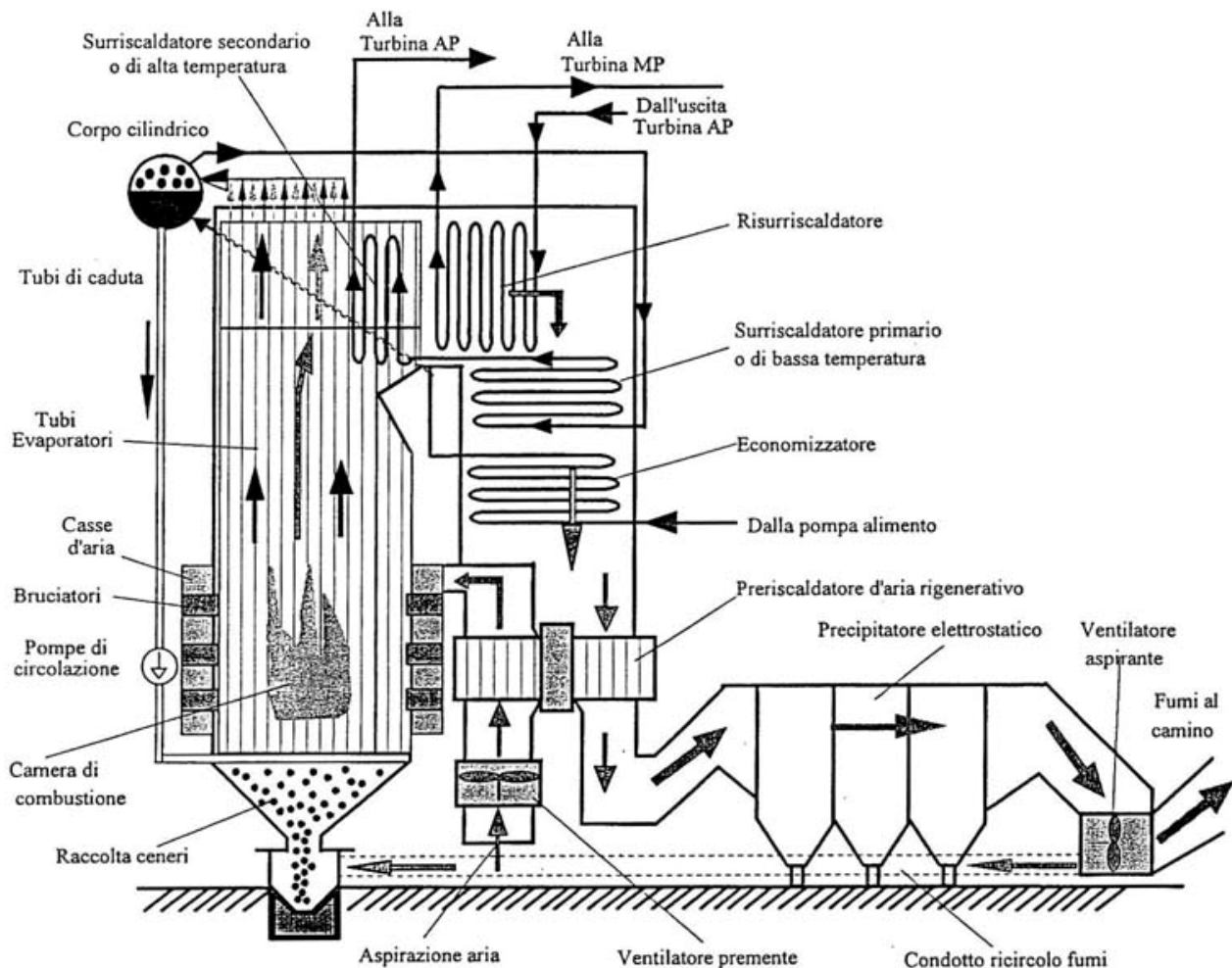


Figura 79 - Generatore di vapore subcritico.

3.3.1.1. I parametri caratteristici dei generatori di vapore

I parametri che individuano le prestazioni di un generatore sono:

- **Potenzialità assoluta P_a e potenza assoluta Q_a** : è la produzione nominale di vapore espressa in portata massica (kg/s). Se, invece, viene espressa in termini di flusso di calore ($kcal/h$), allora si parla di potenza assoluta. La Q_a si ottiene moltiplicando il valore dell'entalpia posseduta dal fluido nella sezione d'uscita del surriscaldatore per la P_a ;
- **Pressione di esercizio P_e** : è la pressione alla sezione d'uscita del vapore surriscaldato. Attualmente è compresa tra 150 *ata* e 300 *ata*;
- **Temperatura di esercizio T_e** : è la temperatura del vapore surriscaldato all'uscita dal generatore. Attualmente è compresa tra 540 °C e 600 °C;
- **Rendimento termico convenzionale η_c** : è definito come *il rapporto tra il flusso termico "utile", ossia quello ceduto al vapore, e il flusso termico "pagato", ossia quello fornito dal combustibile*:

$$\eta_c = \frac{\Phi_u}{\Phi_p} = \frac{M_v(H_v - H_a)}{M_c H_i}$$

Dove M_v ed M_c sono le portate di vapore e di combustibile, H_v e H_a sono le entalpie del vapore surriscaldato e dell'acqua di alimento del generatore e H_i è il PCI del combustibile;

- **Superficie di riscaldamento S_r** : è la superficie totale di scambio termico;
- **Potenzialità specifica Pl_s e potenza specifica Pt_s** : sono rispettivamente il rapporto della potenzialità assoluta e della potenza assoluta per la superficie di riscaldamento;
- **Carico termico superficiale della camera di combustione C_{ts}** : è il rapporto tra la potenza termica prodotta in camera di combustione e la superficie di scambio termico (MW/m^2);
- **Carico termico volumetrico della camera di combustione C_{tv}** : è il rapporto tra la potenza termica prodotta in camera di combustione ed il suo volume (MW/m^3);
- **Contenuto d'acqua C_{aq}** : è il rapporto tra la massa d'acqua contenuta nel generatore di vapore e la potenzialità assoluta. si misura in ore. È indice dell'inerzia termica del generatore di vapore;
- **Cifra di circolazione C_c** : è il rapporto tra la portata massica della miscela acqua-vapore rispetto a quella di vapore in uscita dai tubi evaporatori

$$C_c = \frac{M_a + M_v}{M_v}$$

Assume valori da 1 (generatori ipercritici) a 20 (subcritici). È l'inverso del titolo di vapore della miscela acqua-vapore in uscita dai tubi evaporatori.

3.3.2. Il circuito acqua-vapore

Per circuito acqua-vapore si intendono tutti quei componenti del generatore di vapore in cui scorre acqua e/o vapore fino alle tubazioni di adduzione del vapore ai corpi di turbina. Tale circuito comprende l'economizzatore, il corpo cilindrico, i tubi di caduta, i tubi evaporatori, i surriscaldatori e i risurriscaldatori.

3.3.2.1. L'economizzatore

L'economizzatore è uno scambiatore di calore a convezione gas-acqua in controcorrente. I fumi arrivano a temperature dell'ordine di $500 \div 550 \text{ }^\circ\text{C}$ ed escono ad una temperatura di circa $400 \div 450 \text{ }^\circ\text{C}$. L'acqua nell'economizzatore subisce un incremento di temperatura dell'ordine dei $20 \div 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Lo schema di principio dell'economizzatore è rappresentato di seguito:

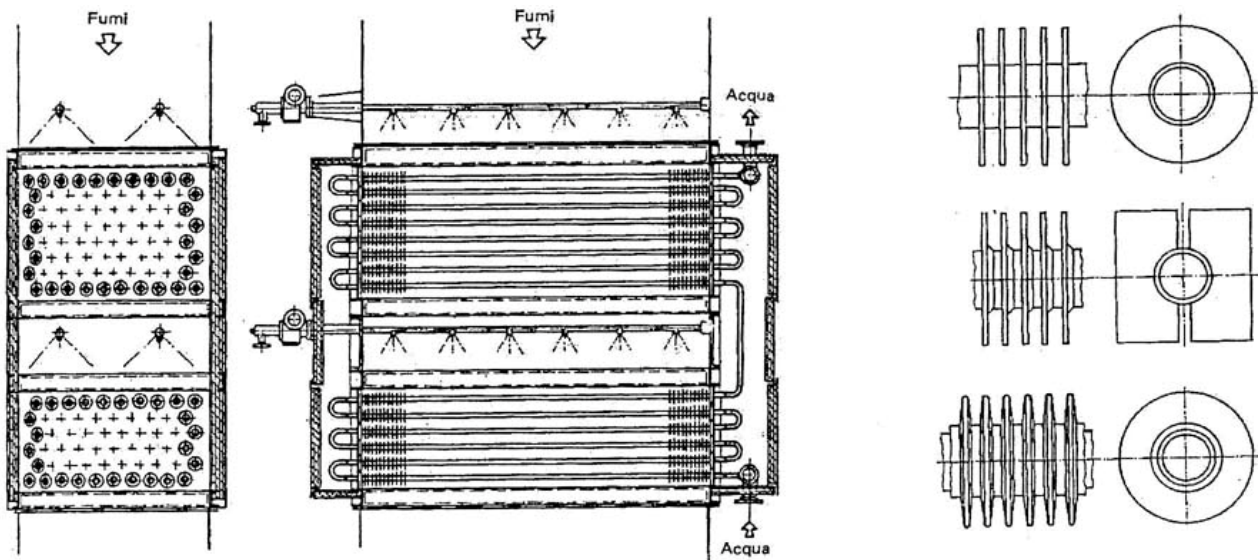


Figura 80 - Economizzatore e tipi di alettatura dei tubi.

La pulizia dei tubi dalla fuliggine viene eseguita mediante soffiaggio, tramite opportuni ugelli, di vapore prelevato dal ciclo stesso.

3.3.2.2. Il corpo cilindrico

Il corpo cilindrico assolve alcuni compiti fondamentali:

- Di inerzia termica;
- Di separatore del vapore dell'acqua;
- Di spurgo dell'acqua dai sali che tendono a depositarsi sul fondo.

Il miscuglio acqua vapore entra nella zona superiore e, attraversando una zona anulare delimitata da settori adiacenti alla superficie esterna, arriva all'ingresso dei separatori a ciclone, dove viene

separata acqua e vapore saturo secco. Il vapore presente nella parte alta del corpo cilindrico viene inviato al surriscaldatore primario. Uno schema del corpo cilindrico è rappresentato di seguito:

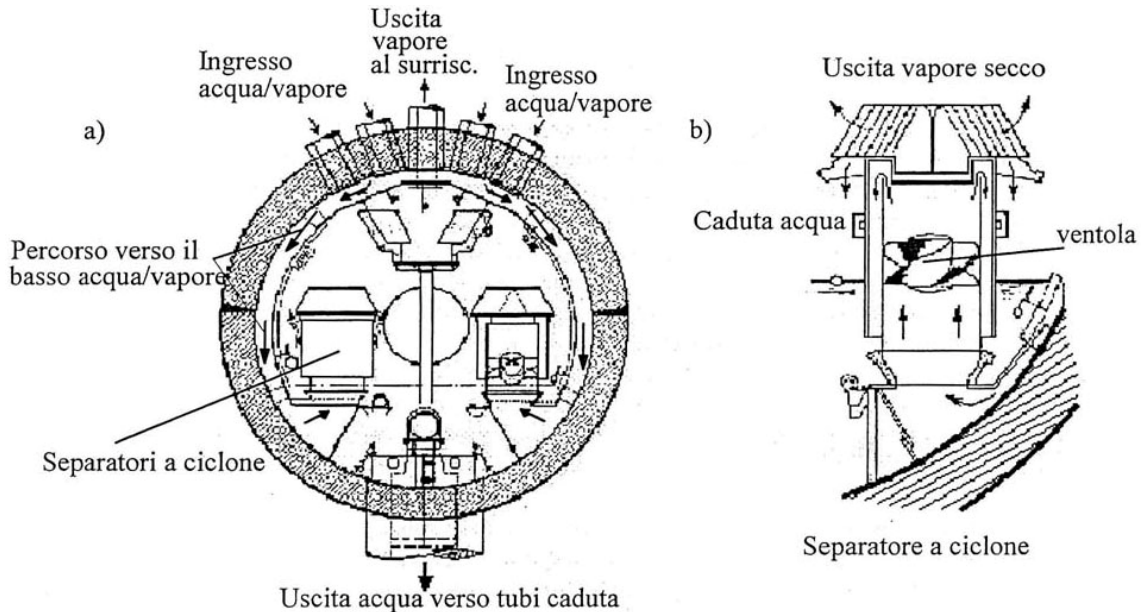


Figura 81 - a) Corpo cilindrico; b) Separatore a ciclone.

Il livello dell'acqua nel corpo cilindrico deve essere tenuto sotto controllo per evitare il trasporto di acqua nel surriscaldatore (livello troppo alto, scarsa produzione di vapore) oppure l'arrostimento dei tubi evaporatori di caldaia (livello troppo basso, produzione di vapore troppo elevata).

3.3.2.3. I tubi evaporatori

Sulla parte alta della caldaia è presente una rientranza detta "naso" che ha il compito di fare da schermo per i fasci tubieri surriscaldatori e risurriscaldatori che non devono essere irraggiati dalla fiamma:

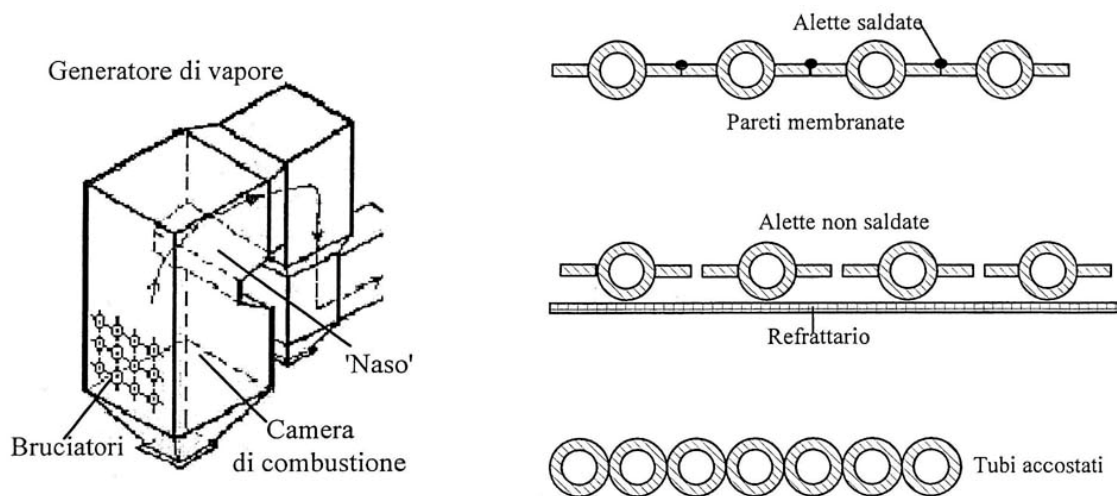


Figura 82 - Generatore di vapore (a sinistra) e tipi di tubi evaporatori (a destra).

Le pareti interne della camera di combustione sono costituite dei tubi evaporatori che possono essere di vario tipo, come rappresentato in figura in alto.

I generatori di vapori sono completamente racchiusi da un doppio involucro di lamiera con interposto materiale coibente. L'isolamento termico viene proporzionato in modo che la superficie esterna della lamiera assuma una sovratemperatura di circa 30 °C verso l'ambiente esterno.

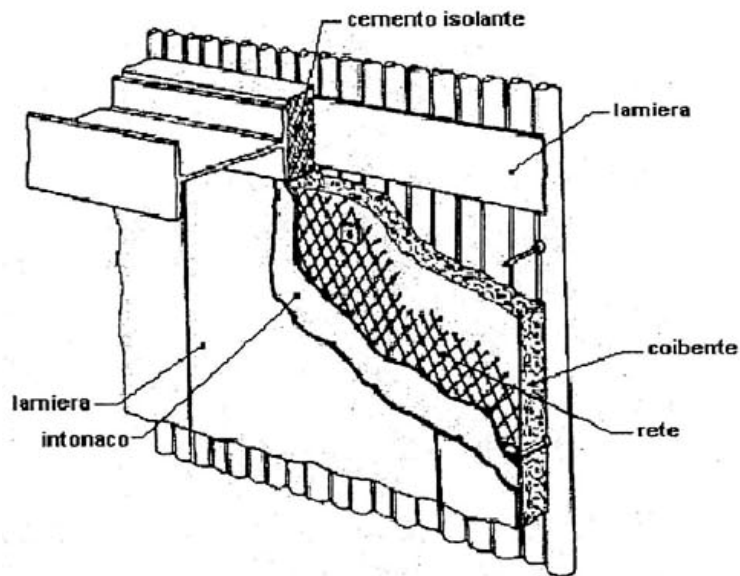


Figura 83 - Struttura della parete di caldaia.

3.3.2.4. La circolazione dell'acqua

Nelle caldaie subcritiche dell'acqua può essere naturale, assistita o forzata. Si ha **circolazione naturale** quando la prevalenza necessaria a far circolare l'acqua nel circuito tubi evaporatori-corpo cilindrico-tubi di caduta è generata dalla differenza di densità tra l'acqua presente nei tubi di caduta ρ_c ed il miscuglio acqua-vapore presente nei tubi evaporatori ρ_v . Tale prevalenza è pari a

$$\Delta P = g(\rho_c - \rho_v)H$$

Dove H è l'altezza della caldaia e g l'accelerazione di gravità. Dato che la prevalenza motrice serve a vincere le perdite di carico, le caldaie a circolazione naturale hanno tubi evaporatori di grande diametro.

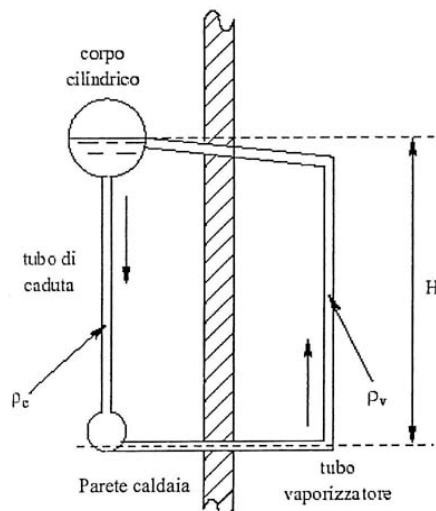


Figura 84 - Caldaia a circolazione naturale.

All'aumentare della pressione di esercizio, tuttavia, il ΔP si riduce fino ad annullarsi completamente quando si raggiunge la pressione critica. Per questo motivo le caldaie a circolazione naturale sono state costruite per pressione dell'ordine di $150 \div 180 \text{ ata}$. Per pressioni maggiori si ricorre a:

- Caldaie a **circolazione assistita**: la circolazione è coadiuvata da una pompa;
- Caldaie a **circolazione forzata**: la circolazione è affidata alla sola presenza delle pompe di circolazione, installate nella parte inferiore dei tubi di caduta. In questo caso la circolazione è indipendente dalla condizione di carico (calore sviluppato in caldaia), ed è assicurata anche in caso di avviamento e fermata del generatore.

3.3.2.5. La temperatura teorica di fiamma

Si definisce **temperatura teorica di fiamma** T_f , la temperatura della fiamma qualora venga trascurata la cessione di calore per irraggiamento e convezione ai tubi evaporatori in camera di combustione. Per calcolare tale temperatura basta scrivere l'equazione di bilancio termico adiabatico: tutto il calore generato in caldaia e l'energia termica introdotta attraverso il combustibile e l'aria comburente Q_i , va ad innalzare la temperatura dei fumi Q_f :

$$Q_i = Q_f$$

Ossia:

$$V_g C_g (T_f - T_0) = H_i + C_c (T_c - T_0) + V_a C_a (T_a - T_0)$$

Dove

- V_g è il volume dei prodotti di combustione per kg di combustibile in condizioni normali;
- C_g è il calore specifico medio volumico dei prodotti di combustione;
- T_0 è la temperatura ambiente;
- H_i è il potere calorifico inferiore del combustibile;
- C_c è il calore specifico del combustibile;
- T_c è la temperatura del combustibile;
- V_a è il volume di aria per kg di combustibile in condizioni normali;
- C_a è il calore specifico medio volumico dell'aria in condizioni normali;
- T_a è la temperatura dell'aria.

La temperatura teorica di fiamma è dunque pari a:

$$T_f = \frac{H_i + C_c (T_c - T_0) + V_a C_a (T_a - T_0)}{V_g C_g} + T_0$$

3.3.2.6. La temperatura dei tubi evaporatori

All'ingresso del corpo cilindrico si ha vapore saturo con titolo basso dell'ordine di $0,1 \div 0,3$. Ciò significa che nei tubi evaporatori è sempre presente acqua. Ciò permette di avere una temperatura di parete bassa e più prossima a quella di evaporazione dell'acqua che non a quella della fiamma. Ciò è dovuto all'elevato coefficiente di convezione del sistema parete-acqua evaporante, rispetto a quello del sistema fumi-parete, come si può osservare dal seguente schema:

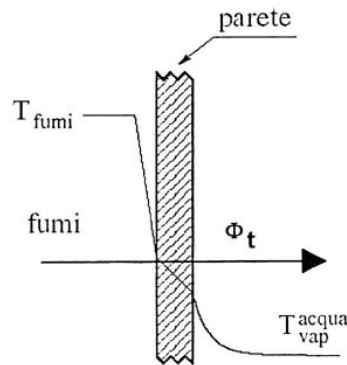


Figura 85 - Andamento della temperatura lungo la parete di un tubo evaporatore.

Ogni aumento della resistenza termica delle pareti comporta un aumento della temperatura di parete. Questi aumenti sono causati dalle incrostazioni lato fumi per la presenza di vanadio, zolfo, potassio, sodio e polveri, mentre lato acqua-vapore per la presenza di sali ed impurità nell'acqua di alimento.

In conclusione i tubi evaporatori, quelli a diretto contatto con la fiamma, sono sollecitati termicamente meno dei tubi surriscaldatori e risurriscaldatori poiché in questi ultimi scorre vapore che ha un coefficiente di scambio termico per convezione paragonabile a quello fumo-tubi.

3.3.2.7. I surriscaldatori e risurriscaldatori

I **surriscaldatori** sono fasci tubieri al cui interno scorre vapore che viene surriscaldato dal calore ad essi ceduto dai fumi provenienti dalla camera di combustione e/o direttamente irraggiato dalla fiamma. Si distinguono in:

- a. Surriscaldatori a convezione;
- b. Surriscaldatori a irraggiamento;

Rispettivamente se lo scambio termico avviene prevalentemente per convezione o irraggiamento.

I **risurriscaldatori** hanno il compito di risurriscaldare il vapore che ha già subito l'espansione in turbina AP, portandolo a temperatura maggiore o uguale a quella di surriscaldamento.

La suddivisione del surriscaldatore in due sezioni, quella convetta e quella irraggiata, permette di mantenere la temperatura del vapore al variare del carico, ossia al variare della portata di vapore.

La regolazione della combustione è tale da mantenere costante la temperatura media della fiamma, T_{fm} per cui, se la portata di vapore M_v aumenta, si ha una diminuzione della temperatura del vapore in uscita dal surriscaldatore irraggiato. Nel surriscaldatore convetto, invece, al crescere di M_v aumenta anche la velocità del vapore nei fasci tubieri e, con essa, il coefficiente di convezione vapore-tubi. Si ha, inoltre, una maggiore portata e una maggiore velocità dei fumi stessi. Tutto ciò porta ad un aumento del coefficiente di scambio termico complessivo del surriscaldatore convetto, con conseguente aumento della temperatura del vapore in uscita da esso. Quanto descritto è visualizzabile graficamente nella figura a lato.

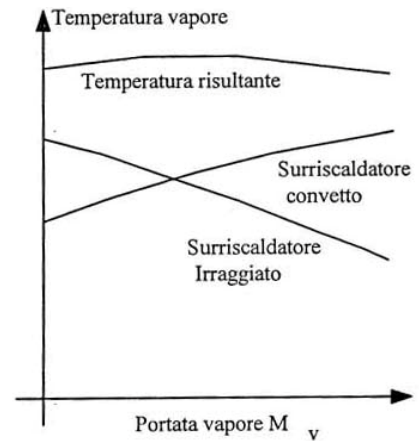


Figura 86 - Azione combinata del surriscaldatore convetto e irraggiato.

L'effetto combinato dei due surriscaldatori in cascata permette di avere una temperatura del vapore con escursione al più di $40 \div 50 \text{ }^\circ\text{C}$ per qualsiasi portata. Uno schema dei due tipi di surriscaldatori è riportato di seguito:

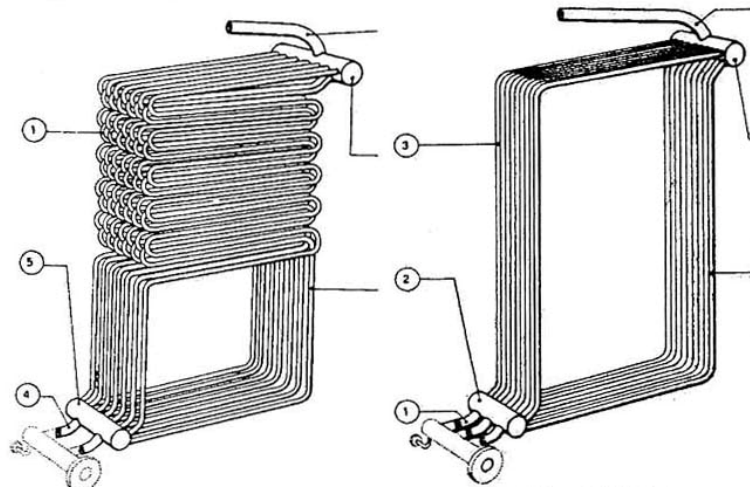


Figura 87 - Surriscaldatore convetto (sinistra) e irraggiato (a destra).

Per una regolazione fine della temperatura del vapore vengono utilizzati i **desurriscaldatori** o **attemperatori**. Questi sono dispositivi all'interno dei quali dell'acqua demineralizzata viene spruzzata in controcorrente al vapore uscente dal surriscaldatore convetto, riuscendo a regolare con precisione la temperatura del vapore in ingresso al surriscaldatore irraggiato. Uno schema di un desurriscaldatore è rappresentato in figura:

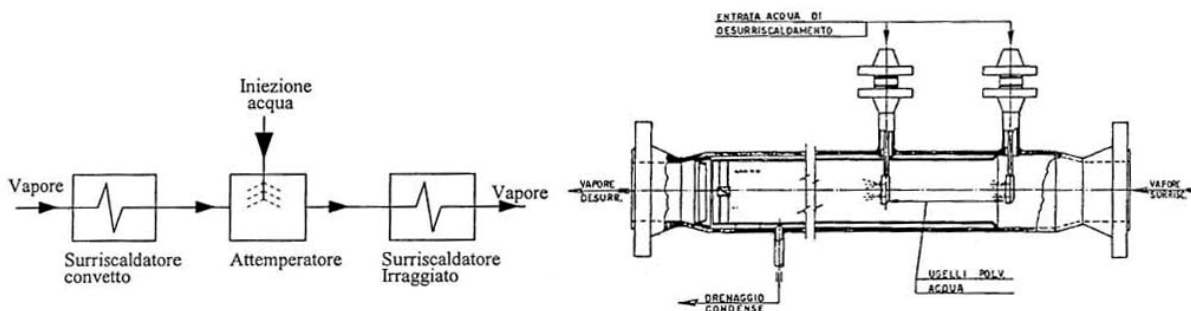


Figura 88 – Desurriscaldatore: schema di principio (a sinistra) e sezione laterale (a destra).

3.3.2.8. Calore scambiato nel generatore di vapore

È interessante mettere in evidenza l'ordine di grandezza della superficie di scambio termico richiesta per ciascuno dei fasci tubieri del generatore di vapore, nonché il flusso termico da essi scambiato con il fluido motore. Ciò viene agevolmente fatto nel seguente schema:

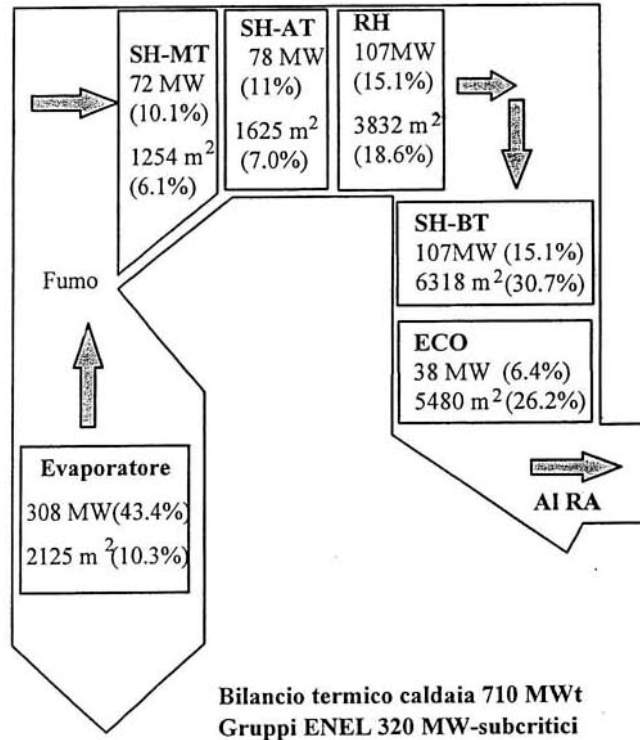


Figura 89 - Bilancio termico di una caldaia subcritica.

In questo altro diagramma, invece, è riportato l'andamento della temperatura dei fumi e del fluido motore in funzione del flusso termico scambiato:

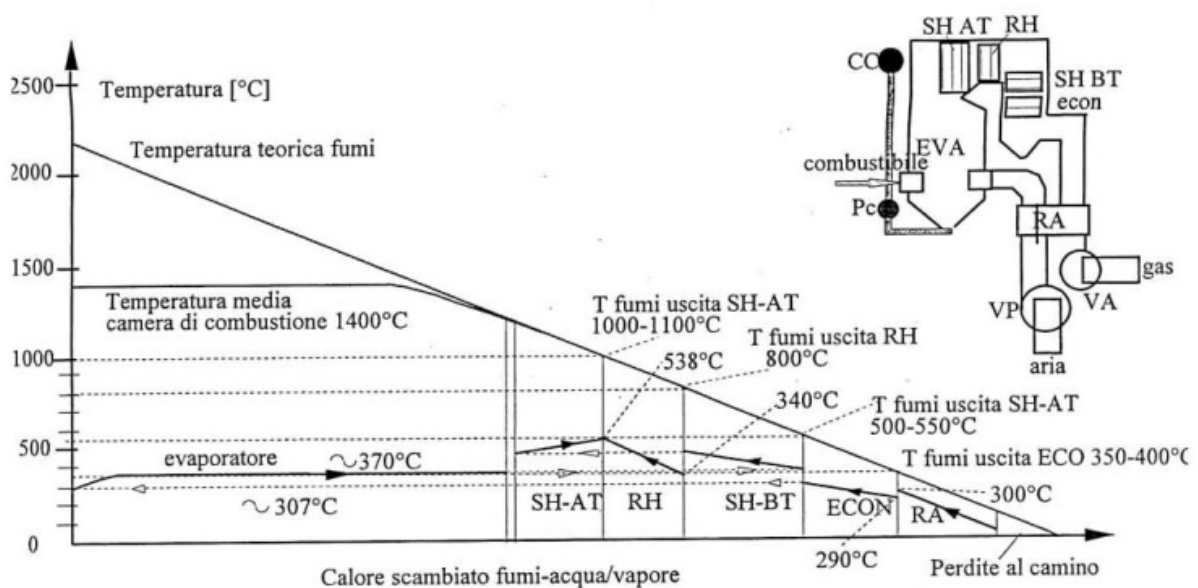


Figura 90 - Andamento della temperatura dei fumi e del fluido motore in funzione del flusso termico scambiato.

3.3.3. Il circuito aria-fumi

Il circuito aria-fumi è costituito da tutti quei componenti e condotti che permettono all'aria comburente, prelevata dall'esterno della caldaia, di arrivare in camera di combustione ed attraverso i quali i prodotti della combustione vengono immessi in atmosfera. È costituito dai seguenti principali componenti:

1. Ventilatore premente;
2. Riscaldatore d'aria;
3. Condotti di adduzione dell'aria alla camera di combustione;
4. Bruciatori e relative casse d'aria;
5. Camera di combustione;
6. Condotti di caldaia;
7. Ventilatore aspirante;
8. Camino o ciminiera.

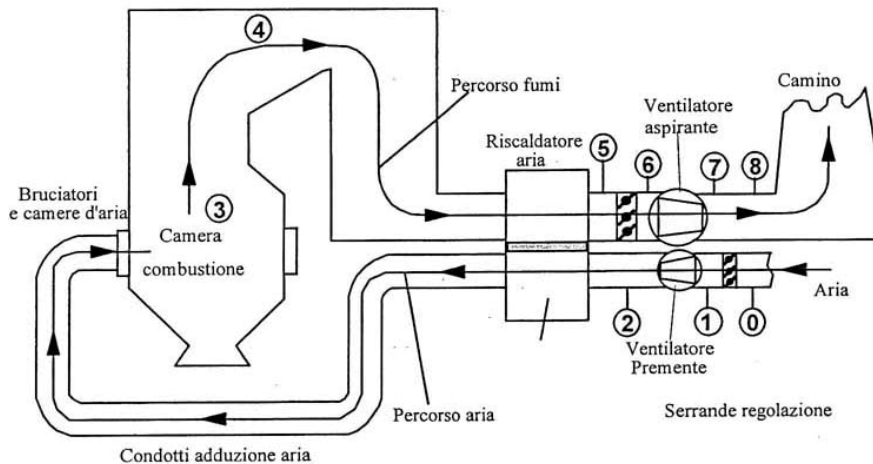


Figura 91 - Circuito aria-fumi.

Si distinguono tre diverse tecniche per generare la prevalenza necessaria:

- **Tiraggio bilanciato:** in questo caso il ventilatore premente all'ingresso ha il compito di stabilire la portata di aria comburente e di generare parte della prevalenza necessaria a vincere le perdite di carico. Al ventilatore aspirante è demandato il compito di regolare e mantenere la camera di combustione in leggera depressione:

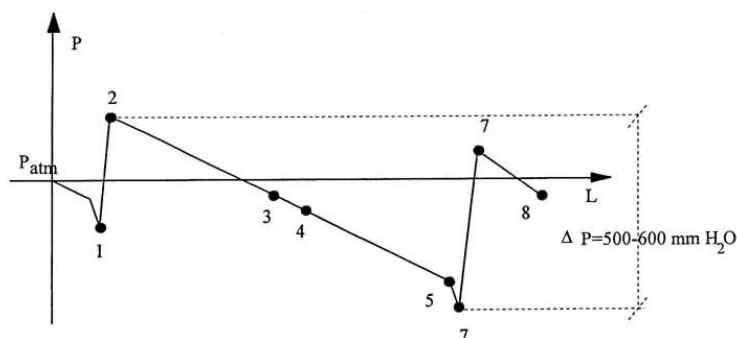


Figura 92 - Andamento della pressione nel tiraggio bilanciato.

- **Tiraggio forzato:** si utilizza il solo ventilatore premente, il quale deve fornire tutta la prevalenza necessaria a vincere le perdite di carico nei condotti e stabilire la richiesta portata di aria. Dato che, in questo modo, la camera di combustione viene pressurizzata, occorre che sia a tenuta stagna il tiraggio forzato offre i seguenti **vantaggi**:

- Minor consumo di energia (il ventilatore è unico ed elabora aria fredda, più densa dei fumi);
- Costo ridotto;
- Semplicità di regolazione;
- Evita infiltrazioni di aria dall'esterno (condotti pressurizzati);

tuttavia offre anche alcuni **svantaggi**:

- Maggiori oneri costruttivi di caldaia (deve essere a tenuta stagna);
- Aggiunta di una serie di ventilatori per la tenuta del cielo di caldaia, per l'aria di raffreddamento;
- Predisposizione per tutte le aperture (oblò, portine d'ispezione, etc...) di un sistema ad aria compressa per l'iniezione di aria fredda e contro la fuoriuscita di gas ad alta temperatura.

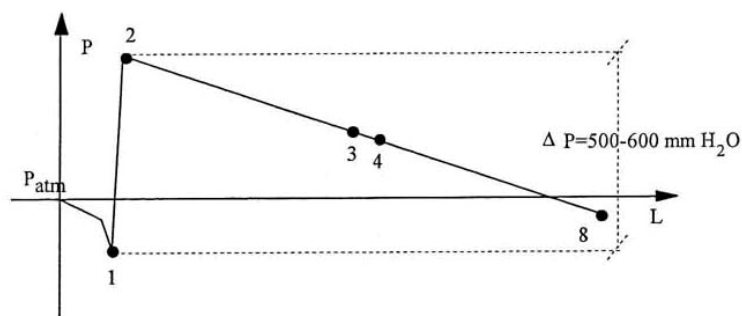


Figura 93 - Andamento della pressione nel tiraggio forzato.

Oltre al tiraggio ottenuto tramite i ventilatori, si ha il **tiraggio naturale del camino**, generato dalla differenza di densità tra i fumi all'interno della canna e dell'aria esterna. Tale tiraggio, tuttavia, non è sufficiente a generare la prevalenza totale richiesta.

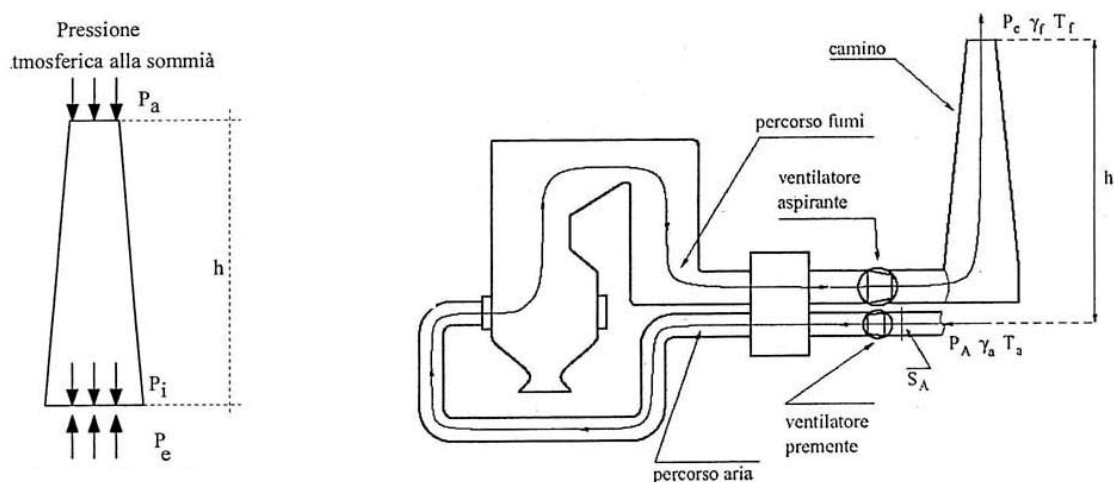


Figura 94 - Pressioni al camino.

La prevalenza ΔP_n del tiraggio naturale si può valutare, con riferimento alla figura sovrastante, come:

$$\Delta P_n = P_e - P_i = h(\gamma_a - \gamma_f)$$

Dove:

- P_e e P_i sono le pressioni agenti sulla parte esterna ed interna del camino;
- h è l'altezza del camino;
- γ_a e γ_f sono i pesi specifici medi dell'aria esterna al camino e dei fumi;

dal momento che il peso specifico è legato alla densità ρ dalla dal momento che il peso specifico è legato alla densità dalla

$$\gamma = \rho g$$

E che, per l'equazione di stato dei gas risulta

$$\frac{p}{\rho} = \frac{p g}{\gamma} = RT \rightarrow \gamma = g \frac{p}{RT}$$

Si ha che

$$\Delta P_n = g \frac{hp}{R} \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_f} \right)$$

Dove

- g è l'accelerazione di gravità;
- R è la costante universale dei gas $R = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$;
- T_a e T_f le temperature dell'aria esterna e dei fumi in ingresso al camino;
- p è la pressione atmosferica.

Nella pratica si riesce ad ottenere un tiraggio di $0,5 \text{ mm}_{H_2O}$ per ogni metro di camino. Se si volesse realizzare un camino sufficientemente alto per garantire la prevalenza necessaria per vincere le perdite di carico di tutto l'impianto aria-fumi (ossia senza utilizzare i ventilatori), l'altezza sarebbe di circa 1000 metri, il che, ovviamente, è infattibile.

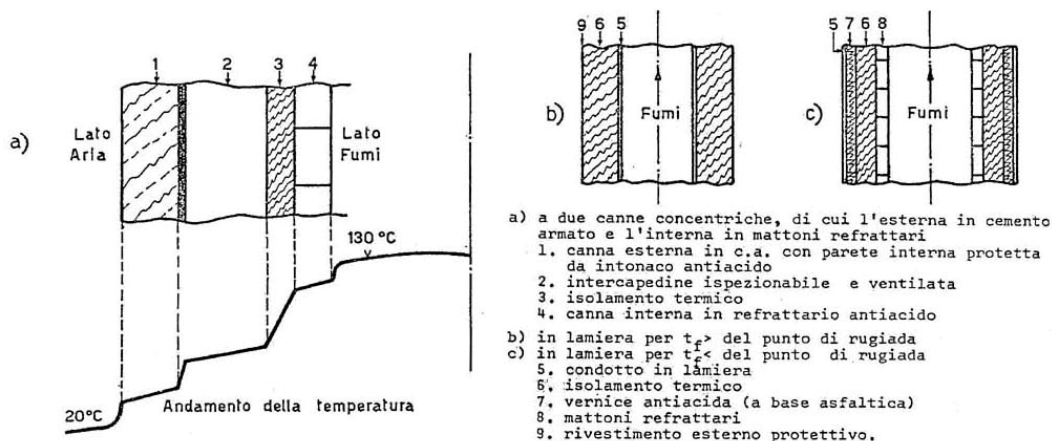


Figura 95 - Andamento della temperatura lungo la sezione del camino e tipi di camini.

3.3.3.1. I ventilatori

I ventilatori più utilizzati sono quelli centrifughi. Essi devono essere sovradimensionati sia in prevalenza che in portata per far fronte alle seguenti condizioni sfavorevoli:

- Funzionamento in sovraccarico della caldaia;
- Aumento dell'eccesso d'aria;
- Aumento delle cadute di pressioni, dovute a incrostazioni e depositi;
- Diminuzione della prevalenza del ventilatore dovuta a corrosioni ed incrostazioni sulle pale;
- Riduzione della velocità di rotazione del ventilatore (se mosso da motore elettrico a causa della riduzione della frequenza di rete).

Se si dovesse far fronte a tutte queste condizioni sfavorevoli contemporaneamente, il sovradimensionamento sarebbe eccessivo. Si sceglie un compromesso che vede il ventilatore sovradimensionato del 10% in portata e del 20% n prevalenza.

La **potenza assorbita** dai ventilatori P_v può essere valutata attraverso la seguente formula:

$$P_v = g \frac{Q_{vf} H}{\eta_v} \quad [W]$$

Dove

- g è l'accelerazione di gravità;
- Q_{vf} è la portata volumetrica di aria (o dei fumi) [m^3/s];
- H è la prevalenza richiesta [mm_{H_2O}];
- η_v è il rendimento del ventilatore.

3.3.3.2. Il preriscaldatore dell'aria comburente

Il preriscaldatore d'aria è di tipo rigenerativo (Ljungstrom). Esso è rappresentato in figura a lato, ed è costituito da un tamburo rotante a bassa velocità (qualche giro al minuto) suddiviso in tanti settori da lamelle ondulate di spessore di circa 1 mm.

Durante il funzionamento metà tamburo è investito dai fumi caldi che, arrivando dall'economizzatore, riscaldano le lamelle. Queste ruotando incontrano, nell'altra metà del tamburo, l'aria fredda proveniente dal ventilatore riscaldandola.

L'aria è ad una pressione superiore a quella dei fumi, pertanto non è possibile che essi si mescolino (al massimo una piccola quantità d'aria fuoriesce dal camino passando per il preriscaldatore).

Nella parte più fredda dei preriscaldatori d'aria si possono raggiungere temperature prossime al punto di rugiada acido dell'acido solforico. Per evitare ciò, è necessario che la temperatura delle lamelle sia controllata. Tale controllo è effettuato riscaldando preventivamente l'aria in ingresso al preriscaldatore mediante un riscaldatore d'aria a vapore (RAV).

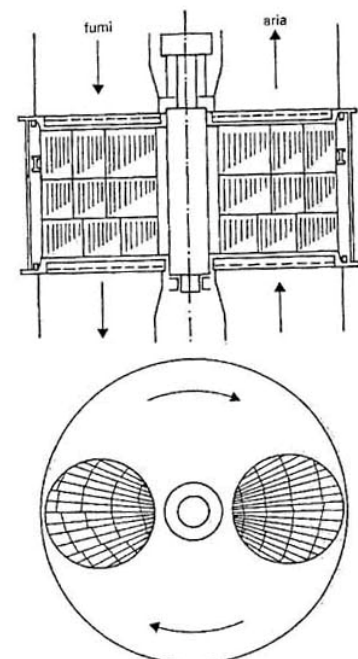


Figura 96 - Preriscaldatore d'aria.

In questo modo, la temperatura del metallo delle lamelle T_m data da

$$T_m = \frac{T_{gas,out} + T_{aria,in}}{2}$$

Viene controllata agendo su $T_{aria,in}$.

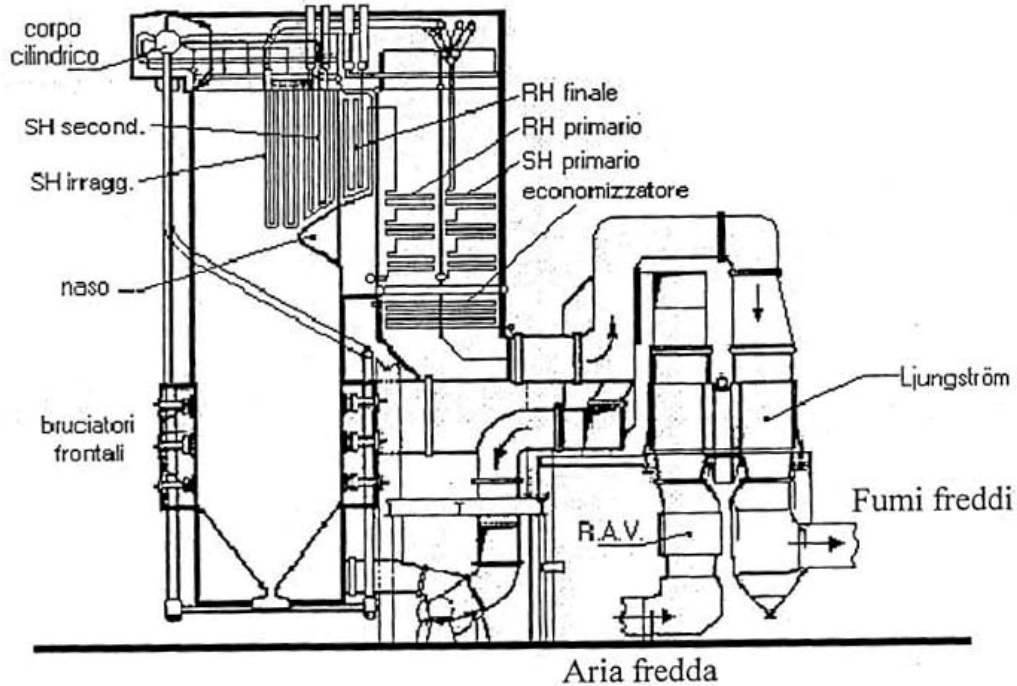


Figura 97 - Generatore di vapore con RAV.

L'intervento del RAV è necessario a carico ridotto, all'avviamento è quando la temperatura dell'aria esterna è particolarmente bassa.

3.3.4. Generatori di vapore iper ed ultrasupercritici

I generatori ultrasupercritici sono quelli in cui la pressione dell'acqua in ingresso supera i 272 *ata*. Oltre le 180 *ata* risulta difficile separare il vapore nel corpo cilindrico. Per questo motivo è necessario ricorrere a **caldaia ad attraversamento forzato** nelle quali scompare il corpo cilindrico.

Tali caldaia sono costituite da tubi nei quali entra acqua ed esce vapore. Tali caldaie presentano maggiori problemi rispetto a quelle a circolazione naturale o assistita, in particolare riguardo a:

- **Incrostazioni e corrosioni:** le prime sono dovute alla presenza nell'acqua di impurità che non possono essere più spurgate nel corpo cilindrico (in quanto assente). Le seconde sono dovute alla concentrazione di *NaOH* (soda caustica) che distrugge il film di magnetite che protegge le pareti dei tubi di acciaio: si ha la cosiddetta fragilizzazione caustica;
- **Instabilità della circolazione e temperatura di parete dei tubi evaporatori:** nelle caldaie a circolazione naturale se un tubo riceve più calore in esso avverrà una maggiore evaporazione, con conseguente aumento della velocità di vapore e del coefficiente di convezione parete/acqua-vapore. Nelle caldaie a circolazione forzata, invece, la prevalenza è una frazione di quella fornita dalla pompa: ad un aumento del flusso di calore ricevuto da un tubo la portata può ridursi, fino a bloccarsi, con conseguente *arrostimento* del tubo;
- **Ripartizione della portata acqua-vapore in più tubi in parallelo;**
- **Regolazione della caldaia:** nel passato, la regolazione contemporanea di più grandezze si è era più difficile che nei tempi odierni.

Per risolvere tali problemi sono state sviluppate diversi tipi di caldaia. Il modello che si è affermato industrialmente è la **caldaia ti tipo Benson**.

3.3.4.1. Configurazione dei tubi evaporatori

Nelle caldaie ad attraversamento forzato tutta l'acqua in ingresso ai tubi evaporatori viene convertita in vapore: esiste, cioè, una sezione dei tubi in cui è presente solo vapore, come rappresentato in figura.

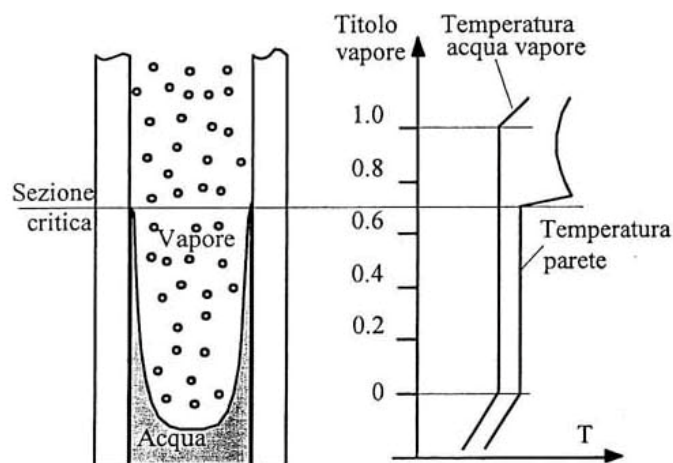


Figura 98 - Sezione critica nei tubi evaporatori.

Nella sezione critica si ha un notevole salto della parete dovuto al diminuito coefficiente di convezione. Successivamente la temperatura di parete diminuisce a causa dell'accresciuta velocità del vapore-gocce d'acqua.

Per contenere entro valori accettabili i salti di temperatura nelle sezioni critiche dei tubi, i **tubi evaporatori sono disposti a spirale** nella camera di combustione. Tale disposizione comporta due vantaggi:

1. Occupando ogni tubo tutte le possibili posizioni, non si hanno tubi che ricevono maggiore flusso termico rispetto ad altri. Ciò incrementa notevolmente la stabilità di circolazione dei tubi in parallelo;
2. La disposizione inclinata permette di avere pareti interne dei tubi stessi bagnate da acqua e quindi un contenimento della temperatura di parete, come rappresentato in figura.

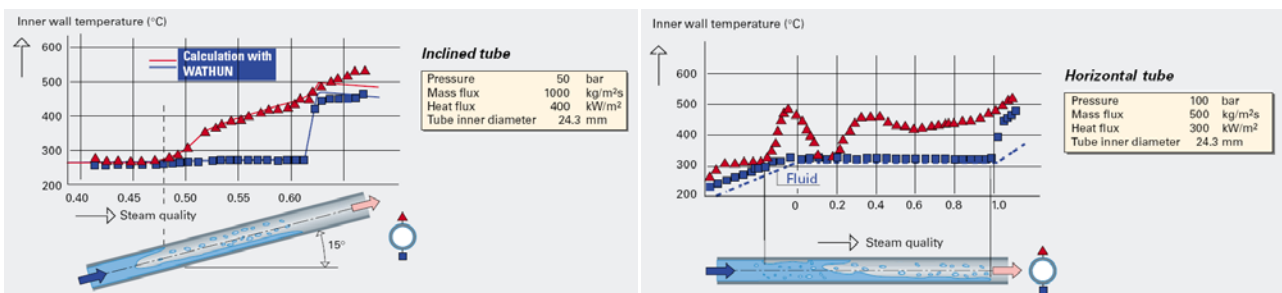


Figura 99 - Andamento della temperatura di parete sulla sezione critica in funzione dell'inclinazione dei tubi.

Il funzionamento affidabile della caldaia si ha per portate non inferiori al 40% della portata nominale.

Un ulteriore miglioramento è stato raggiunto utilizzando **tubi internamente rigati**. Le rigature conferiscono al fluido traiettorie a vortice: l'acqua viene spinta verso le pareti dalla forza centrifuga originando uno strato anulare che mantiene bassa la temperatura di parete e sposta verso l'alto la sezione critica, come rappresentato in figura:

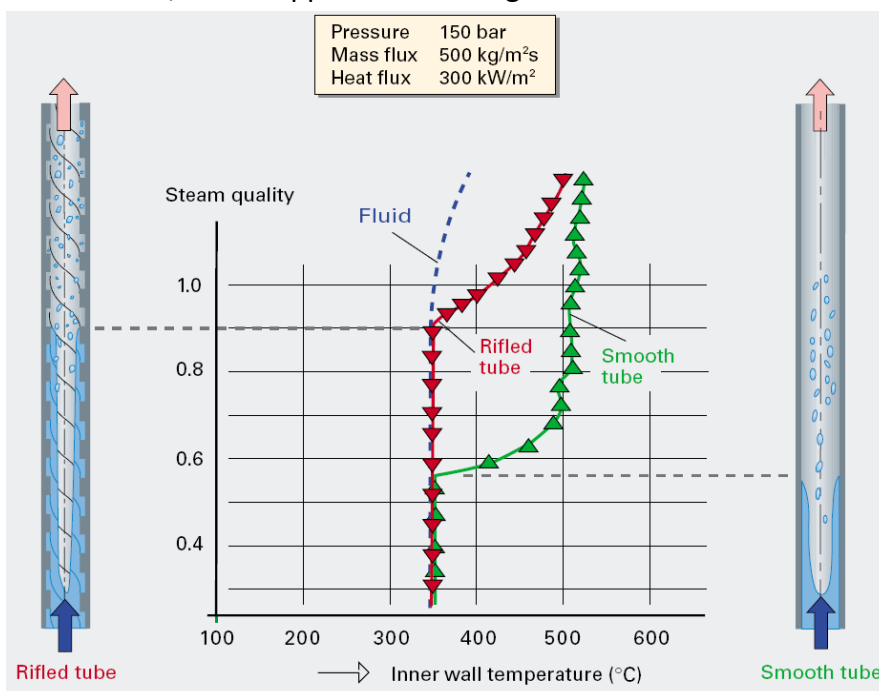


Figura 100 - Confronto tra tubi rigati e lisci.

3.3.5. I fenomeni corrosivi nei generatori di vapore

3.3.5.1. La corrosione dovuta ai fumi

La corrosione dovuta ai fumi è distinta in due tipologie: corrosione ad alta e bassa temperatura.

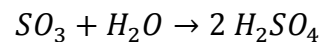
La **corrosione ad alta temperatura** è causata dalla presenza, nei fumi, di elementi come il potassio (K), il sodio (Na), lo Zolfo (S) ed il vanadio (V).

Il **potassio** ed il **sodio**, combinandosi con ossigeno e zolfo originano **solforati alcalini** di sodio (Na_2SO_4) e di potassio (K_2SO_4) altamente corrosivi per le pareti di caldaia e i surriscaldatori.

Il **vanadio**, combinandosi con l'ossigeno, forma la **vanadina** (V_2O_5). I sali che si formano dalla vanadina e potassio e sodio, sono aggressivi, soprattutto in fase liquida. Inoltre, i sali vanadici in fase solida aderiscono alle pareti dei tubi formando incrostazioni praticamente non asportabili per via meccanica. In più, tali ceneri possono fondere passando allo stato liquido che risulta molto corrosivo. I principali rimedi contro la vanadina sono:

- Utilizzo di combustibili a basso contenuto di vanadio;
- Utilizzo di additivi e sorbenti a base di Sali organici di fosforo, per sfaldare le incrostazioni.

La **corrosione a bassa temperatura** è dovuta dal fatto che (a meno di utilizzare combustibili a bassissimo tenore di zolfo) nei prodotti di combustione è presente anidride solforosa (SO_2) e anidride solforica (SO_3). La SO_3 reagendo col vapore acqueo forma vapori di **acido solforico**:



Tali vapori sono corrosivi già in fase gassosa, ma lo diventano ancora di più in fase liquido: per questo motivo è assolutamente necessario mantenere la temperatura dei fumi superiore al punto di rugiada acido della H_2SO_4 .

3.3.5.2. La corrosione dovuta all'acqua

qwerty

3.4. Le turbine a vapore

3.4.1. Generalità

Le turbine a vapore si dividono in:

- **Turbine ad azione:** in esse il salto entalpico è elaborato soltanto nel distributore. Il decremento di entalpia del vapore viene trasformato in energia cinetica. Le turbine ad azione si distinguono a loro volta in:
 - Semplice o monostadio;
 - A salti di velocità;
 - A salti di pressione;
 - Miste a salti di velocità e di pressione.
- **Turbine a reazione:** il salto entalpico viene elaborato sia nel distributore che nel rotore.

Le turbine negli impianti TEV sono costituite da:

- Un corpo di alta pressione;
- Uno o più corpi di media pressione;
- Due o tre corpi di bassa pressione.

Il corpo di alta pressione è generalmente costituito da una turbina ad azione a due salti di velocità o a salti di pressione, in modo da poter regolare la potenza mediante parzializzazione (vedi oltre).

I corpi di media e bassa pressione sono a reazione ed hanno la palettatura rotorica ad altezza crescente. Per far sì che la velocità del vapore sia sempre tangente al profilo della pala, inoltre, vengono costruite con forma svergolata come riportato in figura:

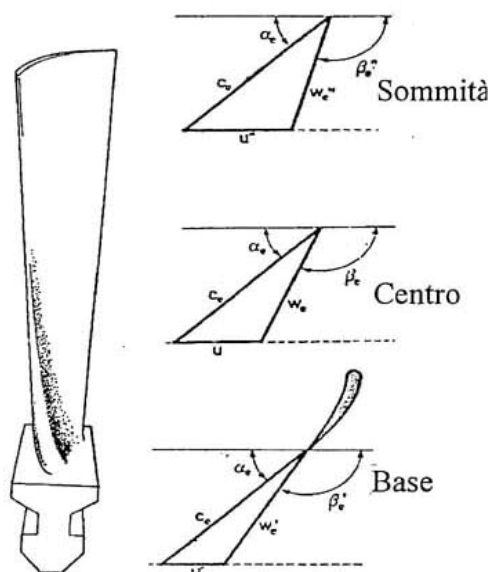


Figura 101 - Svergolio della palettatura rotorica delle turbine MT e BT.

3.4.2. Turbine ad azione

3.4.2.1. Turbina monostadio

La turbina monostadio o turbina De Laval è rappresentata di seguito:

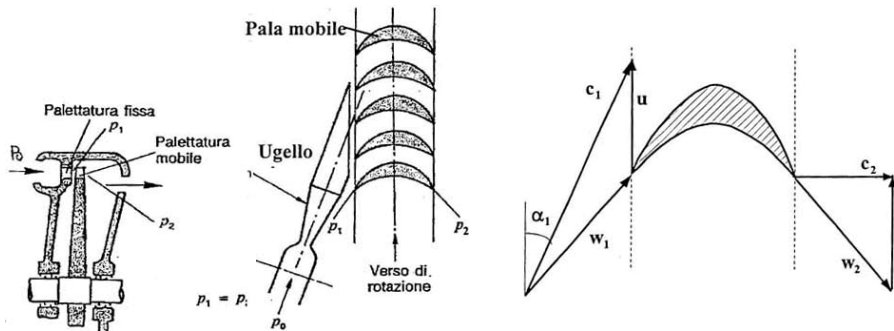


Figura 102 - Turbina monostadio: struttura, rotore e ugello rettificati e triangoli di velocità.

Nella condizione di funzionamento a massimo rendimento, la velocità assoluta in uscita c_2 deve avere componente solo assiale. Si dimostra che in tale condizione il rendimento è pari a

$$\eta_{max} = \cos^2 \alpha_1$$

La velocità c_1 in uscita dal distributore è calcolabile applicando il principio di conservazione dell'energia tra ingresso e uscita del distributore stesso, per cui:

$$mgz_0 + \frac{1}{2} mc_0^2 + mh_0 = mgz_1 + \frac{1}{2} mc_1^2 + mh_1$$

Da cui, considerando che $z_0 = z_1$ e $c_0 \cong 0$ si trova

$$c_1 = \varphi \sqrt{2(h_0 - h_1)}$$

Con $\varphi = 0,94 \div 0,98$ coefficiente di velocità che tiene conto delle perdite. Come si nota, quando è necessario sfruttare un cospicuo salto entalpico, per avere un buon rendimento la turbina deve lavorare a velocità tangenziali troppo elevate con sforzi centrifughi insopportabili dai materiali. In questi casi si ricorre ad altri tipi di turbine come quelle a gradini di velocità, di pressione, o miste.

3.4.2.2. Turbina a salti di velocità

Nella turbina a gradini di velocità (turbina Curtis) tutto il salto entalpico viene trasformato in energia cinetica nel distributore del primo stadio. Tuttavia solo una parte dell'energia cinetica viene trasformato in lavoro dalla prima girante. Per trasformare la residua energia cinetica in lavoro, la traiettoria del vapore in uscita dalla prima girante viene deviata da una schiera di palettature fisse. Tale fenomeno si ripete per più stadi successivi realizzando i cosiddetti gradini di velocità.

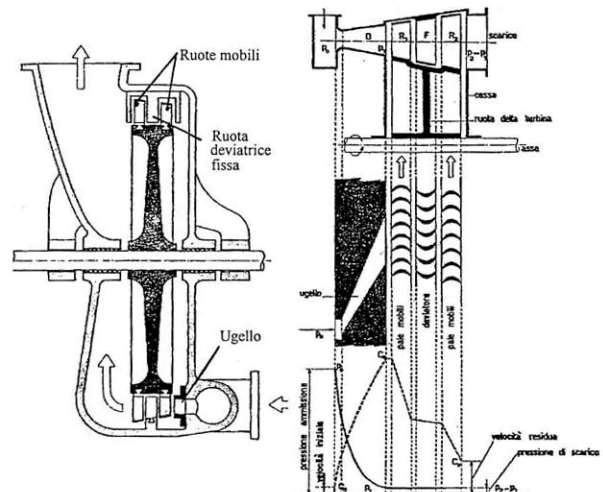


Figura 103 - Turbina a salti di velocità.

All'uscita dell'ultima palettatura mobile, nel caso ideale, la velocità assoluta dovrà avere componente solo assiale.

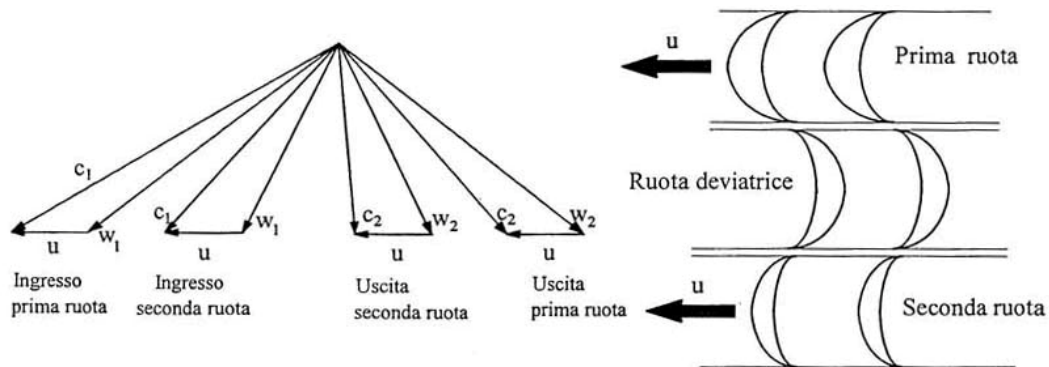


Figura 104 - Triangoli di velocità e palettature rotoriche e statoriche in una turbina a salti di velocità.

Nelle condizioni di perdite nulle il rendimento rimane uguale a quello di turbina monostadio. Nel caso reale, invece, il rendimento decresce rapidamente con il numero di gradini. Da ciò segue che le turbine a salti di velocità sono realizzate con al più due gradini.

3.4.2.3. Turbina a salti di pressione

Nella turbina a salti di pressione (turbina Rateau), il ΔP da sfruttare viene suddiviso in più distributori, realizzando, in pratica, una successione di turbine ad azione semplice De Laval: tutte le ruote distributrici fisse hanno condotti convergenti atti a trasformare l'energia di pressione in energia cinetica.

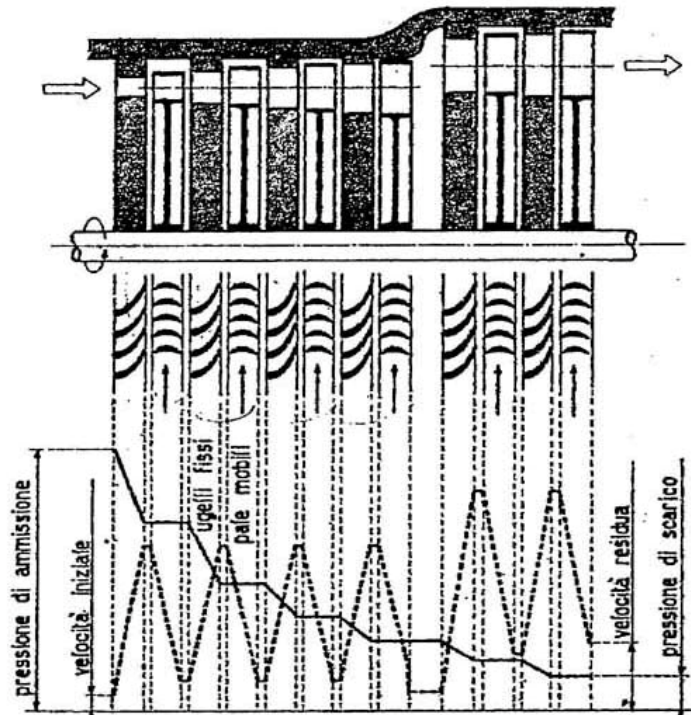


Figura 105 - Struttura e andamento della pressione e della velocità in una turbina a salti di pressione.

Le turbine Rateau sono strutturate perché ogni stadio sfrutti il medesimo salto entalpico.

3.4.2.4. Turbine miste

Si è visto come lavorano rispettivamente le turbine a salti di velocità ed a salti di pressione. Di seguito è riportato un diagramma schematico di entrambe:

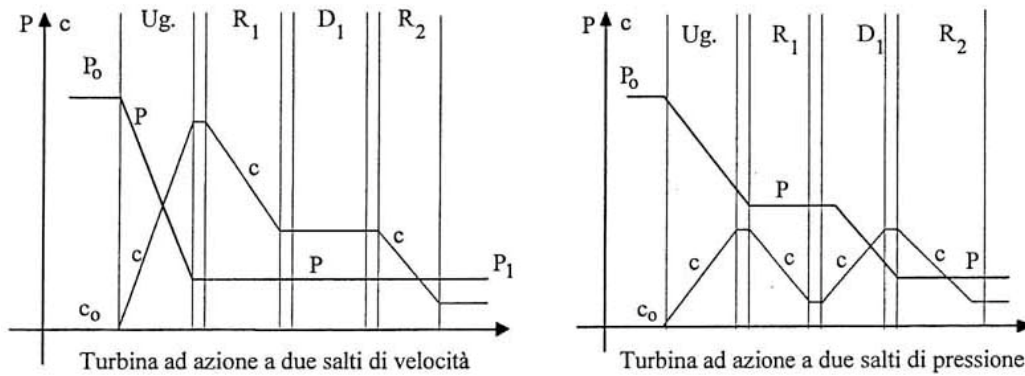


Figura 106 - Andamento delle pressioni e delle velocità nelle in due tipi di turbine.

Nella tecnica vengono anche realizzate turbine a salti di pressione cui seguono (per ogni stadio) due salti di velocità. Tali turbine vengono dette multi-Curtis. Vengono altresì realizzate turbine Curtis-Rateau in cui i primi stadi sono a salti di velocità, ed i successivi a salti di pressione:

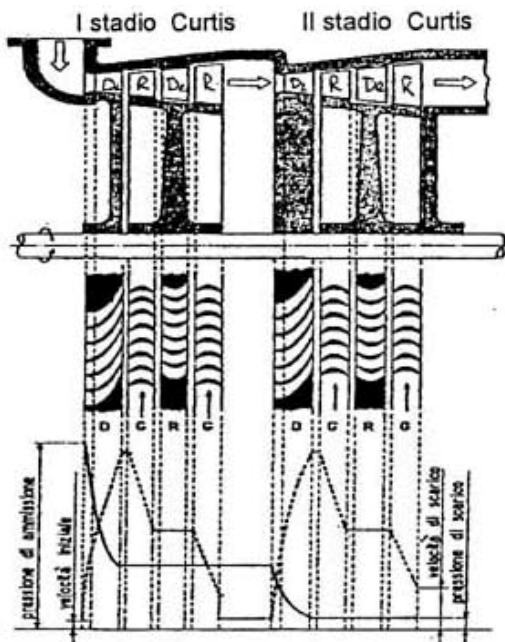


Figura 107 - Turbina multi-Curtis.

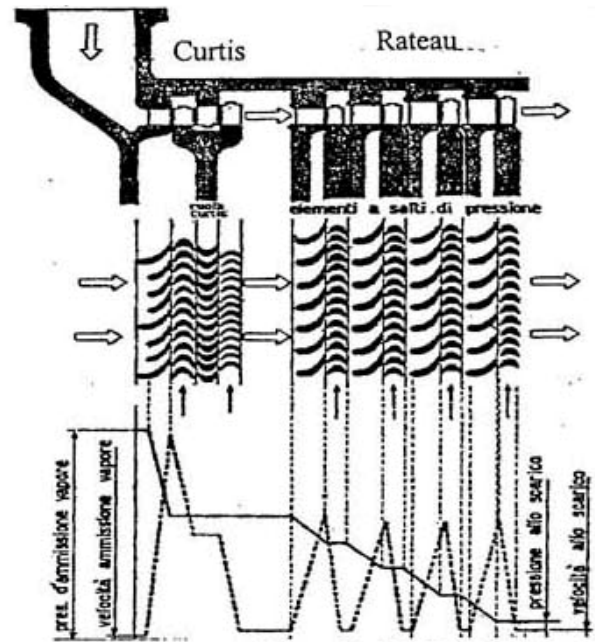


Figura 108 - Turbina Curtis-Rateau.

3.4.3. Turbine a reazione

Nelle turbine a reazione il salto entalpico disponibile viene elaborato in parte dalla palettatura fissa ed in parte dalla girante, che ha la palettatura sagomata con profilo aerodinamico, atto a convertire l'entalpia del fluido in energia di pressione:

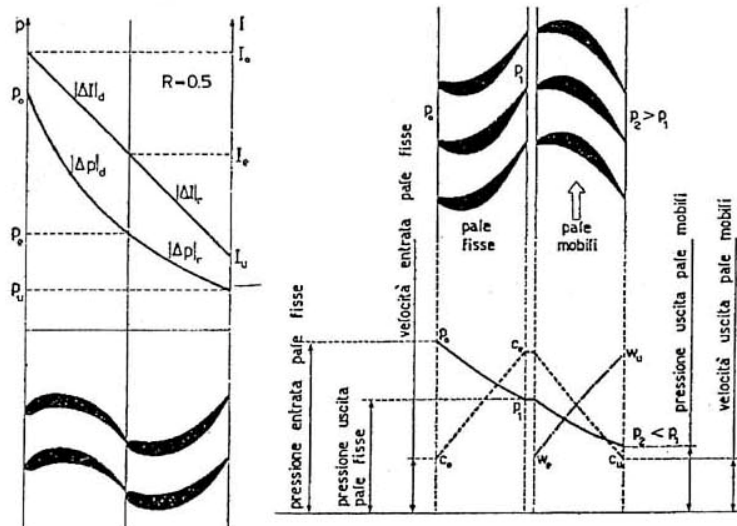


Figura 109 - Palettatura rotorica e statorica e andamento di velocità e pressione in una turbina a reazione.

Il **rendimento** massimo di una turbina a reazione risulta superiore rispetto a quello delle turbine ad azione. Si dimostra, infatti, che il rendimento massimo di un singolo stadio di una turbina a reazione è pari a

$$\eta_{max} = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}$$

Che risulta maggiore di quello di uno stadio di una turbina ad azione (cfr. §3.4.2.1.).

D'altra parte, però, risulta che la velocità tangenziale di massimo rendimento è 1,41 volte quella delle turbine ad azione. Ciò vuol dire a parità di rendimento e di velocità di rotazione angolare, una turbina a reazione è più grande rispetto a una turbina ad azione.

Inoltre, a differenza delle turbine ad azione, le turbine a reazioni non possono essere regolate parzializzando l'ammissione del vapore nel distributore in quanto uno scompensamento nelle pressioni all'interno del rotore darebbe origine ad un efflusso disordinato di vapore all'interno delle giranti. Nelle turbine ad azione, invece, la ruota si trova a pressione costante e la parzializzazione non comporta nessun problema.

3.4.4. Configurazioni tipiche delle turbine a vapore

I corpi AP, MT e BP ti turbina possono essere realizzati con una sola linea d'albero, detta "Tandem Compound", oppure mediante due linee d'albero, detta "Cross Compound":

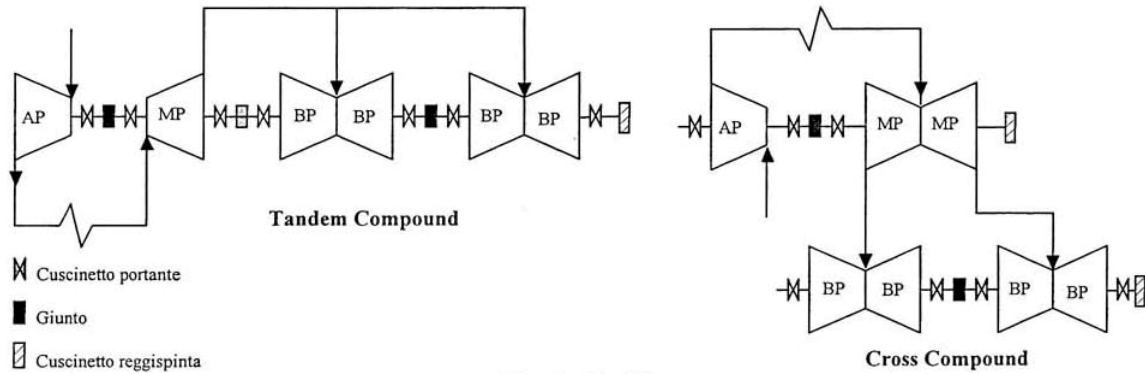


Figura 110 - Schemi Tandem Compound e Cross Compound.

La soluzione Cross Compound veniva utilizzata nel caso di vapore da centrali nucleari. Le elevate portate necessitano di elevate sezioni: tali sezioni possono essere ottenute adottando velocità di rotazione di 1500 rpm in modo da realizzare pale più alte. Inoltre, i generatori sincroni tetra polari hanno potenze limite maggiori dei turboalternatori bipolari.

Ad oggi, tuttavia, la soluzione largamente utilizzata è la Tandem Compound, con potenze unitarie che raggiungono i 1500 – 1600 MW, anche per gli impianti nucleari.

3.5. Centrali termoelettriche

3.5.1. Regolazione

La regolazione delle caldaie subcritiche consiste in un apparato di sistemi di misura e di regolazione di una serie di grandezze caratterizzanti il carico erogato dalla caldaia quali:

- Temperatura e pressione del vapore prodotto;
- Livello dell'acqua nel corpo cilindrico;
- Portata dell'aria comburente e del combustibile;
- Pressione in camera di combustione.

Lo scopo principale è quello di poter variare la portata di vapore, ossia la potenza erogata dalla turbina:

$$P_t = \frac{M_v \Delta H}{860} \eta_t \quad [kW]$$

L'adeguamento della portata di vapore alla potenza richiesta del generatore sincrono è detta regolazione **caldaia segue**.

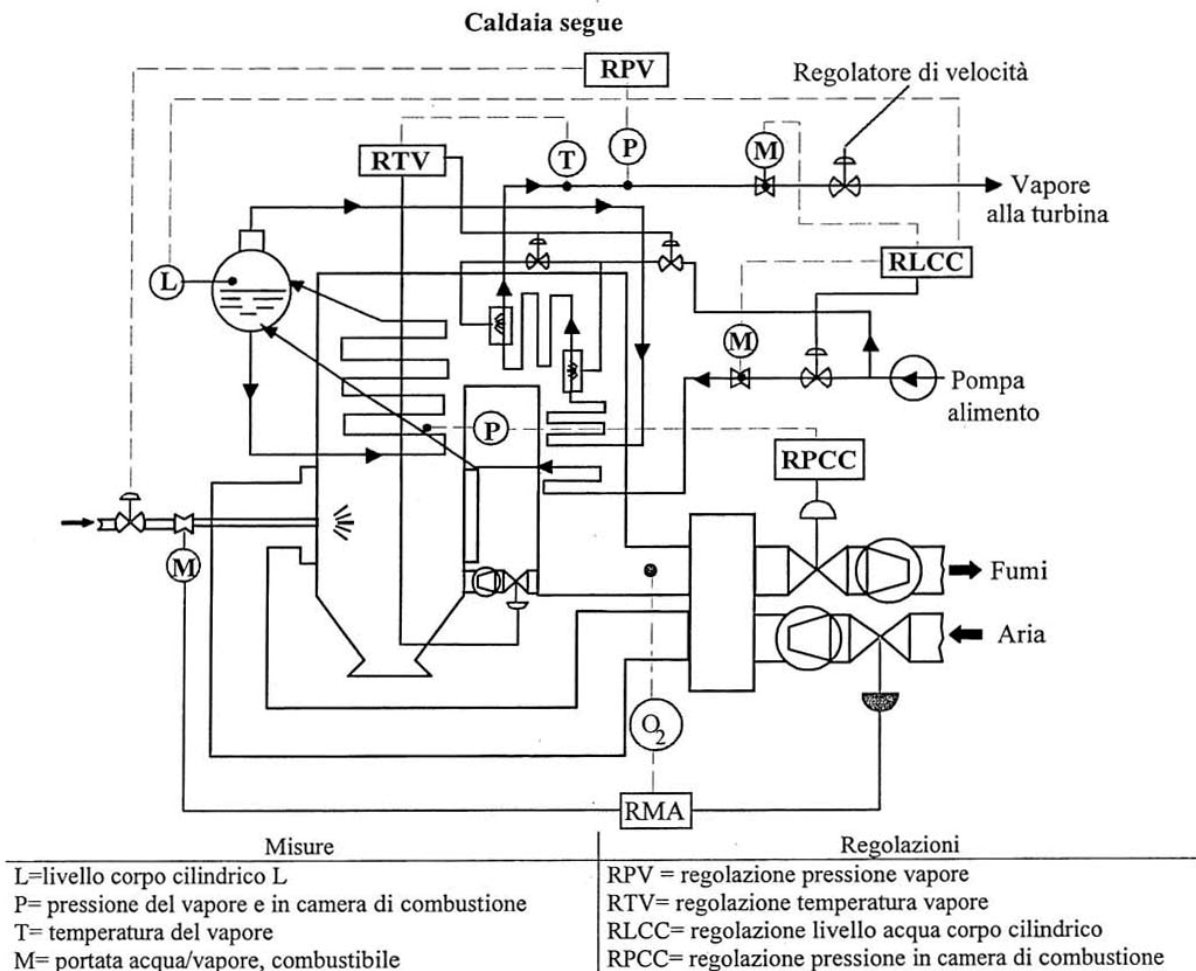


Figura 111 - Schema di impianto TEV con regolazione tipo caldaia segue.

Con riferimento alla figura sovrastante si identificano i seguenti sistemi di regolazione principali:

- **RPV: regolazione pressione vapore.** Se il regolatore di velocità comanda in apertura le valvole di turbina (maggiore potenza richiesta), la pressione del vapore si abbassa e il RPV comanda un aumento della portata di combustibile e di aria comburente in caldaia;
- **RLCC: regolatore livello corpo cilindrico.** Controlla il livello dell'acqua nel corpo cilindrico attraverso tre misure: portata di vapore uscente, portata di acqua-vapore entrante e livello. Se la portata di vapore uscente è maggiore della portata di fluido entrante, allora il RLCC comanda un aumento della portata della pompa di alimento;
- **RTV: regolatore della temperatura finale del vapore surriscaldato.** Misura la temperatura del vapore surriscaldato e comanda l'azione dei desurriscaldatori. Controlla anche la valvola di ricircolo dei gas combusti, se dovessero servire temperature superiori a quella nominale. Controlla, eventualmente, l'inclinazione verticale dei bruciatori di caldaia;
- **RPCC: regolatore della pressione in camera di combustione.** Nelle caldaie a tiraggio bilanciato, opera sul ventilatore aspirante (velocità o apertura saracinesche).
- **RMA: regolatore dell'eccesso d'aria.** Riceve i segnali relativi alla portata di combustibile e alla quantità d'ossigeno nei fumi di scarico e regola l'eccesso d'aria.

Se invece non è possibile adeguare la portata di vapore la regolazione si dice **turbina segue**, e in questo caso la potenza di turbina segue le esigenze della caldaia.

Negli impianti TEV convenzionali con caldaie a camera di combustione, la regolazione generalmente adottata è del tipo caldaia segue, mentre negli impianti con caldaie a recupero (§ 5), la regolazione è del tipo turbina segue.

3.5.2. I servizi ausiliari

Per servizi ausiliari (SA) si intende quell'insieme di macchinari ed apparecchiature che permette il funzionamento dell'impianto termoelettrico. I SA si distinguono in

- 1) SA elettrici (SAE);
- 2) SA a vapore;
- 3) SA ad aria compressa.

La potenza assorbita dai SA va da un 3 ÷ 4% ad un 7 ÷ 8% rispettivamente negli impianti subcritici o a carbone supercritici, e ultrasupercritici.

Orientativamente, le potenze assorbite dai SA sono riportate in tabella:

Pompa di alimento caldaia	1÷4%
Ventilatori di caldaia	1÷1,5%
Pompa di circolazione acqua del condensatore	0,5%
Pompa di estrazione del condensato	0,2%
Frantoi e mulini carbone	1%
Rimanenti SA	1%
TOTALE	4÷8%

I SAE vengono alimentati in MT o in BT a seconda della potenza assorbita: per potenze maggiori di 200 kW in MT, viceversa in BT. Si possono distinguere tre principali schemi di alimentazione dei SAE:

1. **Alimentazione tramite gruppo ausiliario.** Viene installato un gruppo ausiliario. Ciò comporta:
 - a. Un aumento del costo del kW installato;
 - b. Una riduzione del rendimento globale e, quindi, un aumento del costo del kWh;
 tale soluzione viene adottata solo nel caso sia assente una rete AT sicura. In ogni caso è necessaria una rete AT esterna per l'avviamento, tramite TAV del gruppo ausiliario. Questa soluzione è raramente utilizzata.

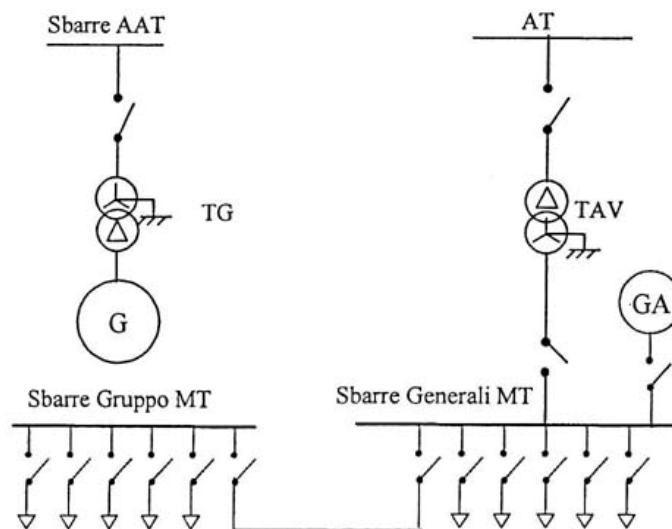
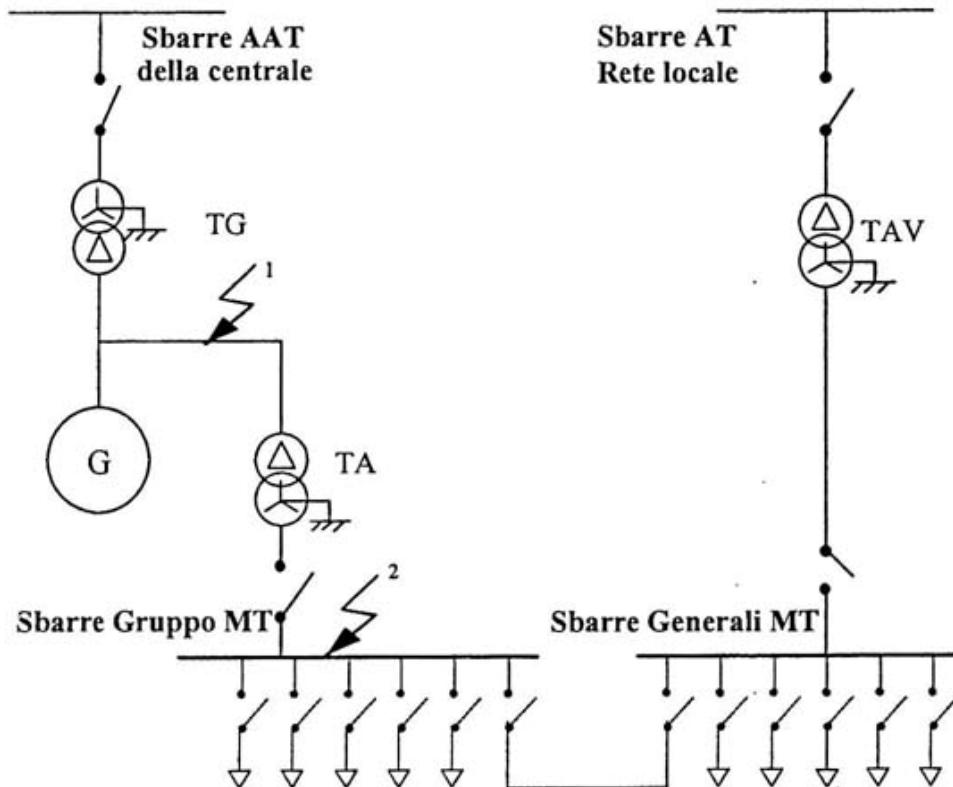


Figura 112 - Alimentazione dei SA tramite generatore ausiliario.

2. **Alimentazione tramite il generatore principale e trasformatore di avviamento.** Con gruppo in funzionamento l'alimentazione viene derivata dal trasformatore di unità TA, collegato ai morsetti MT del generatore. Ciò comporta i seguenti vantaggi:
- Svincola la tensione dei SA da quella del generatore ausiliario;
 - L'impedenza di cto cto del trasformatore limita le correnti di cto cto lato SA, con conseguente riduzione dei poteri d'apertura degli interruttori (vedi es. in figura);
 - L'eventuale variatore di rapporto del TA permette di avere la tensione delle sbarre dei SA svincolata dalla tensione del generatore.



A titolo d'esempio si consideri un gruppo avente $N_{nTG}=750$ MVA, $V_n=21$ kV, $x_d''=0.2$, $N_{nTA}=30$ MVA, $X_{ccTA}=8\%$. La corrente di cto cto trifase alle sbarre del generatore ed alle sbarre a 6 kV degli ausiliari contribute dal sono generatore principale sono pari rispettivamente a:

$$I_{ccG} = \frac{1.1E_n}{x_d''} = \frac{1.1 \times 20 / \sqrt{3}}{0.2 \frac{20^2}{750}} = 119 \text{ kA} \quad I_{ccTA} = \frac{1.1E_n}{x_d'' + X_{ccTA}} = \frac{1.1 \times 6 / \sqrt{3}}{0.2 \frac{6^2}{750} + 0.08 \frac{6^2}{30}} = 36 \text{ kA}$$

Figura 113 - Alimentazione dei SA mediante il generatore principale e trasformatore di avviamento.

Tale schema, tuttavia, richiede la presenza di un trasformatore di avviamento, da utilizzare quando il generatore non può alimentare i propri ausiliari (fasi di avviamento e arresto).

In fase di avviamento, i SAE vengono alimentati dalle sbarre AT e il TAV. Dopo aver effettuato il parallelo con la rete, la commutazione dei servizi di gruppo alla sbarra dei servizi generali viene eseguita aprendo I_{TAV} e chiudendo I_{TA} . Ciò possibile in quanto la

differenza di fase tra le tensioni è al più di una decina di gradi, e non si hanno eccessive correnti di commutazione.

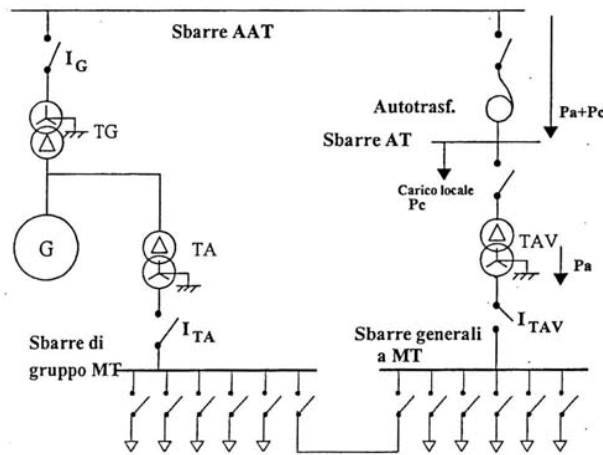


Figura 114 - Fase di avviamento tramite TAV.

In fase di arresto del gruppo è necessario aprire gli interruttori di macchina I_G , e del TA. Si attendono circa 2 sec per dar modo alla tensione dei SA, sostenuta dai motori, di scendere intorno a 0,2 p. u. Infine si chiude I_{TAV} . La commutazione può avvenire istantaneamente se si utilizza un dispositivo di parallelo rapido (sincronizzatore).

3. **Alimentazione tramite il generatore principale e trasformatore elevatore.** È la tecnica che si è affermata in tempi più recenti e consente di evitare i transitori dovuti alle commutazioni tra TA e TAV. È attuabile quando la tensione delle sbarre AT abbia un elevato grado di sicurezza. Si installa un interruttore I_M tra generatore e trasformatore elevatore che, in questo caso, è dotato di avvolgimento terziario che alimenta i SAE. In fase di avviamento I_G è chiuso e I_M è aperto. Quando il generatore è pronto per il parallelo I_M viene chiuso e il generatore eroga la potenza programmata e quella assorbita dai SAE senza transitori.

Per l'arresto del gruppo è sufficiente aprire I_M .

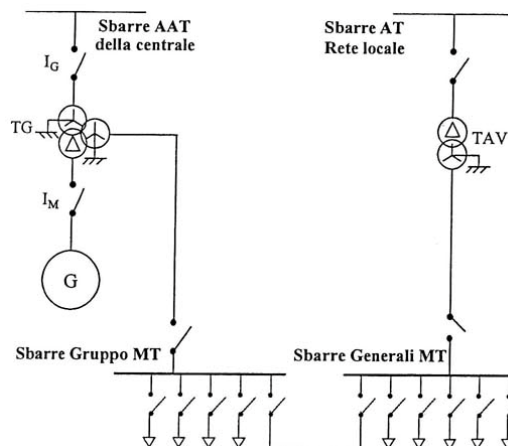


Figura 115 - Alimentazione dei SA tramite il generatore principale e trasformatore elevatore.

L'interruttore I_M non apre correnti di cto cto. In caso di guasto solamente I_G e I_{TA} vengono aperti, e i SAE vengono alimentati dal TAV, che deve comunque essere presente per l'avviamento del primo gruppo della centrale (ovvero quando le sbarre AT di centrale sono fuori tensione).

4. Impianti turbogas

4.1. Generalità

4.1.1. Ciclo di Joule

Le turbine a gas sono realizzate con uno schema d'impianto che consente di ottenere i più bassi costi di impianto tra tutte le tecnologie di produzione ad oggi disponibili. I turbogas raggiungono rendimenti del $38 \div 40\%$, tuttavia hanno la necessità di utilizzare il gas naturale come combustibile, nonché di una frequente manutenzione sia alla turbina che al compressore.

Gli impianti turbogas si basano su un ciclo termodinamico detto **ciclo di Joule**. Tale ciclo è riportato di seguito nel piano T-S:

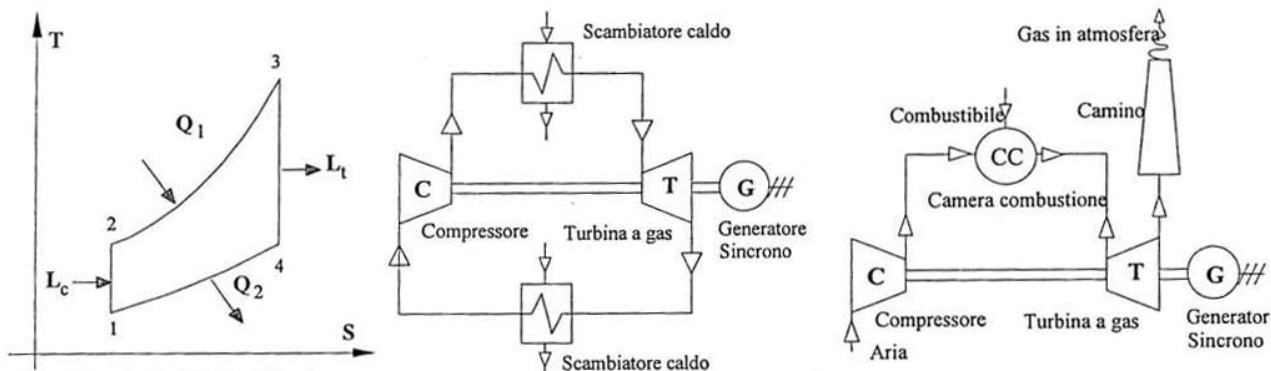


Figura 116 - Da sinistra a destra: ciclo di Joule; impianto del ciclo di Joule chiuso; impianto del ciclo di Joule aperto.

Il ciclo può essere così descritto:

1. **Compressione adiabatica 1-2:** l'aria aspirata dal compressore viene compressa al voluto valore di pressione. Viene compiuto un lavoro di compressione L_c ;
2. **Riscaldamento isobaro 2-3:** l'aria compressa viene inviata allo scambiatore a caldo (camera di combustione nel ciclo aperto) dove riceve isobaricamente il calore Q_1 e viene riscaldata fino a T_3 , temperatura massima del ciclo;
3. **Espansione adiabatica 3-4:** l'aria ad alta entalpia viene fatta espandere in turbina producendo lavoro meccanico all'asse della turbina L_t ;
4. **Raffreddamento isobaro 4-1:** l'aria viene raffreddata fino alla temperatura T_1 , cedendo il calore Q_2 . Nel ciclo aperto l'aria viene rilasciata in atmosfera.

Nel campo della generazione di energia elettrica l'unico ciclo adottato è il ciclo aperto, per la sua semplicità ed economicità.

4.1.1.1. Le temperature significative del ciclo

Le temperature che assumono particolare importanza nel ciclo di Joule sono:

- **Temperatura dei gas dal combustore (COT – Combustor Outlet Temperature):** è la temperatura in uscita dalla camera di combustione. Non è la temperatura che sollecita i primi stadi di turbina, perché tale temperatura è ridotta dal raffreddamento ad aria attuato nelle palette;
- **Temperatura di ingresso al primo rotore (TIT – Turbine Inlet Temperature):** è la temperatura media in ingresso al primo rotore di turbina. È la temperatura utile ai fini del calcolo del rendimento e del lavoro specifico;
- **Temperatura in ingresso alla turbina in condizioni ISO (TIT_{ISO}):** è la TIT teorica che si avrebbe se il la COT fosse raffreddata dalla totale portata di aria di raffreddamento prelevata dal compressore;
- **Temperatura dei gas in uscita dalla turbina (TOT – Turbine Outlet Temperature):** è la temperatura dei gas in uscita dalla turbina. È molto importante nei cicli combinati gas-vapore.

Risulta, ovviamente:

$$COT > TIT > TIT_{ISO} > TOT$$

E le temperature assumono dei valori indicativi di:

- $TOT = 1350 - 1500^{\circ}C$;
- $TIT = 1300 - 1440^{\circ}C$;
- $TOT = 500 - 620^{\circ}C$.

4.1.2. Lavoro e rendimento

4.1.2.1. Il ciclo ideale

Il **rendimento** del ciclo ideale² η_i si valuta attraverso la

$$\eta_i = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Dal momento che

$$Q = C_p \Delta T$$

Si ha

$$\eta_i = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}$$

Dal momento che per una adiabatica isoentropica si ha (cfr. appendice)

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad e \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^\epsilon = \frac{1}{\beta^\epsilon}$$

Si ha, definitivamente:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\beta^\epsilon}$$

Dove $\beta = \frac{P_2}{P_1}$ è il **rapporto di compressione** del compressore. Ciò significa che il rendimento del ciclo ideale non dipende dalle temperature T_1 e T_3 , ma esclusivamente dal rapporto di compressione β . Ciò non sarà altrettanto vero per il ciclo reale come si vedrà più avanti.

Per quanto riguarda il **lavoro specifico** del ciclo ideale L_s , esso può essere espresso come la differenza tra il lavoro di turbina e quello del compressore, ossia:

$$L_s = L_t - L_c = C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1) = C_p T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} + 1\right) - \frac{T_2}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} \right]$$

Introducendo il rapporto tra le temperature minime e massime del ciclo $\tau = T_3/T_1$, si può scrivere il **lavoro specifico adimensionale** come:

$$\frac{L_s}{C_p T_1} = \left[1 + \tau - \beta^\epsilon - \frac{\tau}{\beta^\epsilon} \right]$$

² Per ciclo ideale si intende il ciclo che si otterrebbe se considerasse la macchina perfetta (perdite nulle) e il fluido ideale (calore specifico C_p costante).

Da questa ultima espressione è evidente che il lavoro specifico massimo si ha per un rapporto di compressione pari a

$$\beta = \tau^{\frac{1}{2\epsilon}}$$

Come mostrato anche nella seguente figura, che esprime l'andamento del rendimento e del lavoro specifico adimensionale in funzione del rapporto di compressione:

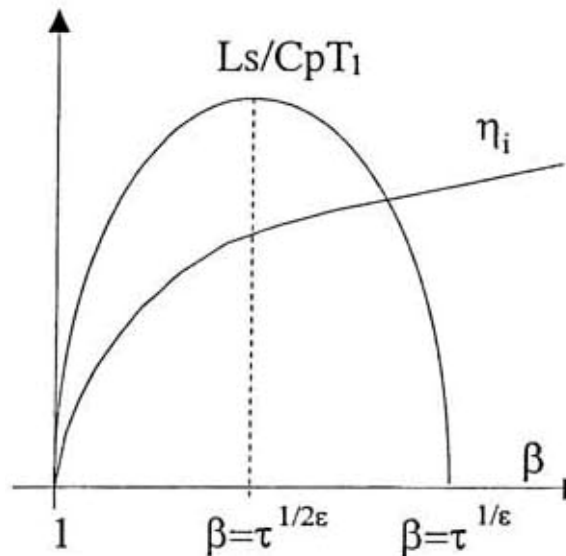


Figura 117 - l'andamento del rendimento e del lavoro specifico adimensionale in funzione del rapporto di compressione.

4.1.2.2. Il ciclo reale

Il ciclo reale differisce da quello ideale per i seguenti motivi:

1. I fluidi (aria e gas) non sono perfetti, per cui il loro calore specifico è funzione della temperatura:

$$C_p = C_p(t) \cong 950 + 0,21 \cdot T \quad [T \text{ in } K]$$

2. Nel ciclo aperto a combustione interna, per ogni kg di combustibile servono $\alpha > \alpha_{st}$ kg di aria (cfr. appendice), perché la temperatura T_3 deve essere contenuta entro certi limiti, sopportabili dalla palettatura rotorica (ad oggi $T_3 = 1250 \div 1450^\circ C$). In generale si può scrivere il seguente bilancio termico:

$$H_i = (1 + \alpha)C_p(T_3 - T_2)$$

ossia il potere calorifico inferiore del combustibile H_i è pari al calore ceduto a $1 + \alpha$ chili di fluido presenti in camera di combustione. Si ha:

$$\alpha = \frac{H_i}{C_p(T_3 - T_2)} - 1$$

Considerando $T_1 = 300,2 K$; $\beta = 9$; $C_p 0,27 \frac{kcal}{kg \cdot K}$; $T_3 = 1300 K$ e $H_i = 10000 \frac{kcal}{kg}$ si ottiene un $\alpha = 49,2$. Si definisce **eccesso d'aria** e il rapporto tra la quantità d'aria in più

immessa in camera di combustione rispetto all'aria necessaria per la combustione stechiometrica:

$$e = \frac{\alpha - \alpha_{st}}{\alpha_{st}}$$

Nel caso considerato si ha $e = 2,46$;

- Le trasformazioni adiabatiche di compressione ed espansione non sono isoentropiche (a causa delle perdite nel compressore e nella turbina), e il riscaldamento non è isobaro (a causa delle perdite di carico in camera di combustione).

Tutti questi fattori contribuiscono a ridurre il rendimento che può pertanto essere valutato considerando non più il ciclo ideale, bensì un ciclo distorto tipo:

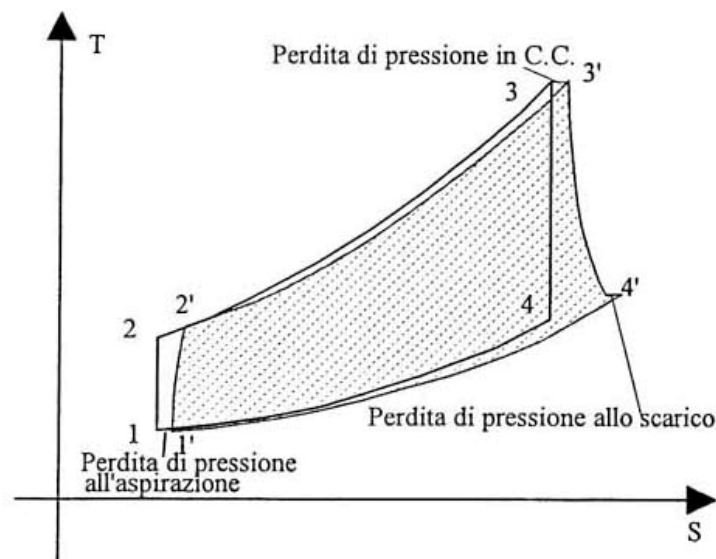


Figura 118 - Ciclo di Joule reale.

numericamente il **rendimento reale** si può scrivere

$$\eta_r = \eta_i \eta_{int}$$

Dove η_i è il rendimento ideale, mentre η_{int} è il rendimento interno, che tiene conto delle irreversibilità nelle macchine e in camera di combustione. Si può dimostrare che il rendimento interno è esprimibile come

$$\eta_{int} = \frac{\theta}{\eta_c} \left(1 - \frac{1 - \eta_c \eta_t}{1 - \frac{\beta^\epsilon}{\tau}} \right)$$

Dove η_c è il rendimento del compressore, η_t il rendimento di turbina mentre

$$\theta = \frac{Q_{1r}}{Q_1} = \frac{\tau - \beta^\epsilon}{\tau - 1 - \frac{\beta^\epsilon - 1}{\eta_c}} > 1$$

È il rapporto tra il calore richiesto dal ciclo reale e quello richiesto dal ciclo ideale.

Nel seguente grafico si può osservare come il rendimento interno influenzi negativamente il rendimento reale, all'aumentare del rapporto di compressione:

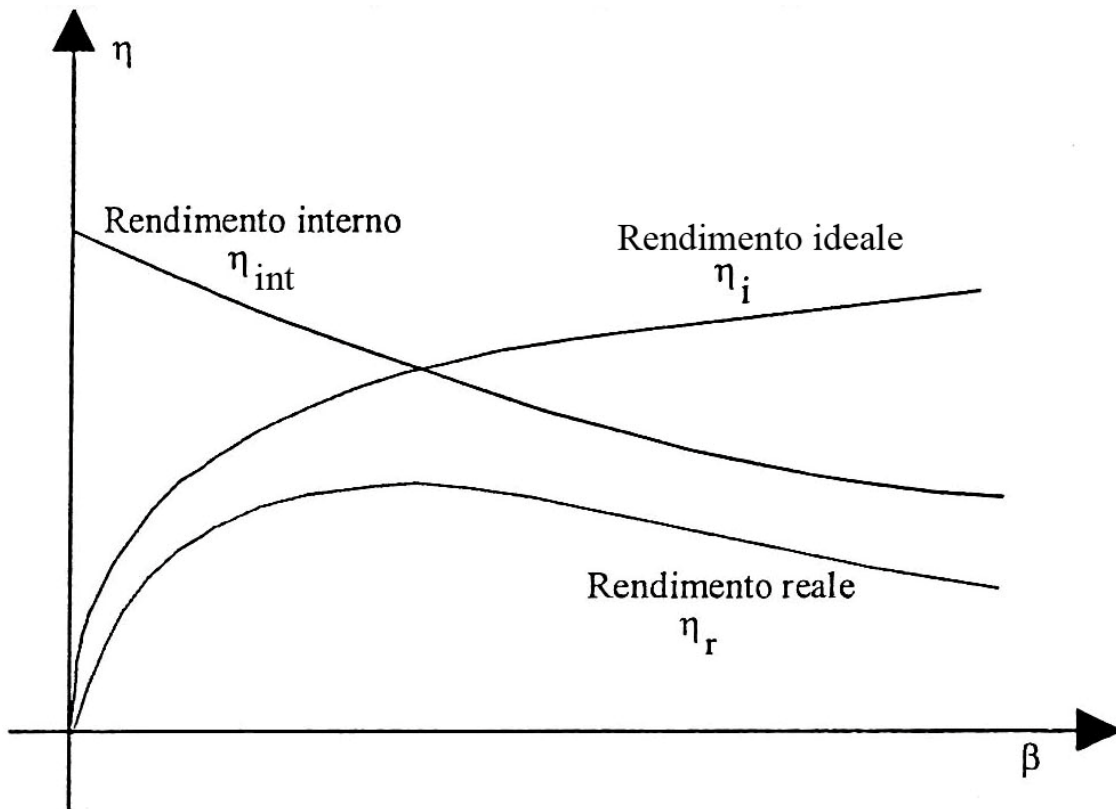


Figura 119 - Andamento del rendimento ideale, del rendimento interno e del rendimento reale al variare di β .

Il **lavoro specifico** è calcolabile attraverso la seguente espressione:

$$L_s = C_p T_1 \left[\eta_t \left(\tau - \frac{\tau}{\beta^\epsilon} \right) - \frac{1}{\eta_c} (\beta^\epsilon - 1) \right]$$

I rapporti di compressione scelti negli anni, sono stati tali non per ottimizzare il rendimento, bensì per massimizzare il lavoro specifico. L'obiettivo di massimizzare il rendimento non è perseguito nella cosiddette turbine "Heavy Duty" per la produzione elettrica, bensì nelle turbine aeronautiche per la propulsione aerea. Il miglior rendimento, infatti, si traduce in una minore quantità di combustibile e quindi è possibile aumentare, a parità di peso, il carico passeggeri (carico pagante, *pay-load*). Per questo motivo le turbine aeronautiche hanno rapporti di compressione tipicamente maggiori.

In ogni caso gli sforzi per migliorare le turbine a gas sono orientati a:

- Migliorare il rendimento del compressore e della turbina;
- Aumentare la temperatura massima del ciclo T_3 ;
- Aumentare il rapporto di compressione β .

4.1.3. Potenza

La potenza meccanica prodotta da una turbina a gas è pari a

$$P_t = \frac{M_G \Delta H}{860} \eta_t \quad [kW]$$

Dove

- M_G è la portata dei gas combusti in kg/h ;
- ΔH è il salto entalpico isoentropico sfruttato dalla turbina in $kcal/kg$;
- η_t è il rendimento della turbina a gas.

Il salto entalpico può essere valutato, in prima approssimazione come:

$$\Delta H = C_p (T_3 - T_4) = C_p \left(T_3 - \frac{T_3}{\beta^\epsilon} \right)$$

Questa formula consente una valutazione della potenza di un impianto conoscendo solamente la temperatura massima ed il rapporto di compressione.

Le potenze massime ad oggi producibili da una turbina a gas sono dell'ordine dei $600 MW$. Tenendo presente, però, che circa la metà di tale potenza è assorbita dal compressore se ne deduce che la potenza meccanica utile delle turbine a gas è di circa $300 MW$.

È interessante fare un raffronto tra le potenze delle turbine a vapore e quelle delle turbine a gas. Se nel passato il rapporto delle potenze massime unitarie prodotte da un TG e quelle prodotte da un TEV era dell'ordine di $0,1 \div 0,2$, oggi tale rapporto è cresciuto considerevolmente, giungendo a circa $0,5$. Ciò ha, tra l'altro, dato forte impulso alla creazione di impianti a ciclo combinato gas-vapore.

4.1.3.1. Influenza delle condizioni ambientali

Variazione della pressione atmosferica

La variazione della pressione ambiente provoca una variazione della portata massica. Infatti dall'equazione di stato dei gas:

$$\frac{p}{\rho} = RT \rightarrow \Delta p = \frac{\Delta p}{RT}$$

Da cui discende che ad una variazione Δp di pressione corrisponde una variazione $\Delta \rho$ di densità, ossia una variazione di portata e quindi di potenza erogata dalla turbina. La variazione di pressione ambiente non determina una variazione nel rendimento. Il ciclo di Joule trasla orizzontalmente (vedi figura a lato).

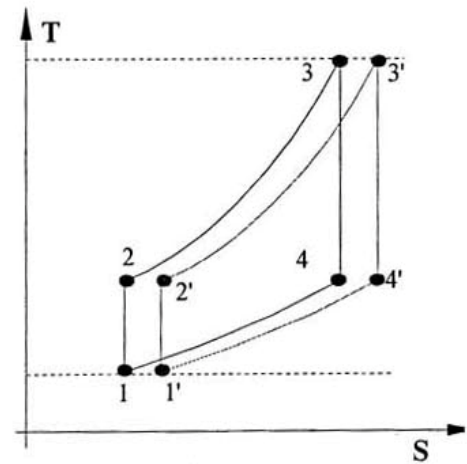


Figura 120 - Traslazione del ciclo in corrispondenza di una variazione di pressione atmosferica.

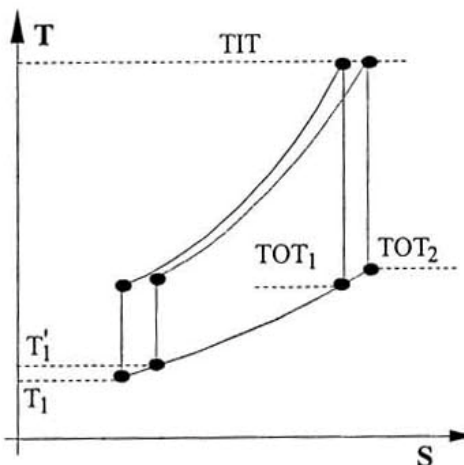


Figura 121 - Modifica del ciclo in corrispondenza di una variazione di temperatura ambiente.

Variazione della temperatura ambiente

La variazione della temperatura ambiente influisce modificando sia sulla potenza erogata che sul rendimento del gruppo.

La **potenza prodotta** si riduce all'aumentare della temperatura ambiente, in quanto diminuisce la densità dell'aria aspirata e quindi la portata massica.

Il **rendimento** si riduce all'aumentare della temperatura in quanto, a pari TIT, aumenta la TOT. Inoltre all'aumentare della temperatura si riduce β in quanto cresce la densità dell'aria, e ciò influenza negativamente il rendimento (cfr. § 4.1.2.1).

4.2. Componenti degli impianti turbogas

4.2.1. Compressore

Il compressore delle turbine a gas è di tipo assiale. I **compressori centrifughi** vengono utilizzati solo per potenze limitate. Questi ultimi infatti:

1. Hanno rapporti di compressione per ogni stadio pari a $4 \div 6$;
2. Hanno rendimenti inferiori del $5 \div 10\%$ rispetto a quelli assiali;
3. Elaborano portate d'aria ridotte;

I **compressori assiali**, di contro:

1. Sono in grado di elaborare grandi portate $Q \approx 600 \text{ kg/s}$;
2. Hanno rendimenti maggiori;
3. Sono in grado di sviluppare rapporti di compressione di stadio ridotti, pari a $1,1 \div 1,3$.

Nelle attuali turbine a gas sono presenti un **numero di stadi** compreso tra 10 e 20. La compressione dell'aria avviene con **trasformazione adiabatica irreversibile** ad entropia crescente. Ciò è dovuto al fatto che esistono attriti tra le particelle di fluido e tra queste e le pale fisse e mobili del compressore. La trasformazione reale richiede, pertanto, un lavoro maggiore del lavoro richiesto per la trasformazione isoentropica ideale. Tale surplus di lavoro è dovuto:

- Al calore che si sviluppa per attrito durante la compressione;
- Alla maggiore compressione richiesta perché il calore prodotto tende ad espandere il fluido. Tale lavoro viene detto di **lavoro di controrecupero**.

Si dimostra che il rendimento interno del compressore è pari a:

$$\eta_c = \frac{\frac{T_2}{T_1} - 1}{\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{\eta_{st}}} - 1} = \frac{\beta^\epsilon - 1}{\beta^{\frac{\epsilon}{\eta_{st}}} - 1}$$

Con η_{st} rendimento di stadio.

4.2.1.1. Lo stallo ed il pompaggio

Lo stallo ed il pompaggio sono due condizioni anomale di funzionamento a cui i compressori possono essere soggetti, ma che vanno drasticamente evitate.

Lo **stallo** è un fenomeno che consiste nel distacco della vena fluida da una o più pale, con conseguente variazione di portata e pressione. Tale fenomeno si combatte variando l'angolo di calettamento delle pale del primo distributore: in questo modo, al diminuire della portata l'angolo di incidenza delle pale rotoriche rispetto alla direzione del flusso d'aria non cambia. Si può attuare questo provvedimento fino al $50 - 70\%$ della portata nominale.

Il **pompaggio** consiste, invece, in una oscillazione del valore di portata trattata dal compressore. *Franca mente non l'ho capito, vedi pag. 15 delle TG.*

4.2.2. Camera di combustione

Il combustore o camera di combustione (CC) è quel componente che provvede ad innalzare la temperatura del fluido combustibile-comburente al valore massimo del ciclo. La massima temperatura è limitata dalla sollecitazione ammissibile dalla prima palettatura statorica e rotorica del primo stadio di turbina.

Si consideri un sistema alimentato a gas naturale. Il bilancio termico in CC per ogni kg di gas è

$$H_i + \alpha_{st}C_p(T_2 - T_c) = C_p(1 + \alpha_{st})(T_3 - T_c)$$

Dove T_c è la temperatura del gas naturale iniettato in camera di combustione. Considerando $T_c = 15^\circ\text{C}$, $T_2 = 728,7\text{ K}$ e $H_i = 10544\text{ kcal/kg}$ si ottiene

$$T_3 = \frac{H_i + \alpha_{st}C_p(T_2 - T_c)}{C_p(1 + \alpha_{st})} + T_c = 2350^\circ\text{C}$$

decisamente troppo elevata. Per questo motivo è necessario introdurre più aria del dovuto, per raffreddare i gas combusti. Per calcolare quanta aria è necessaria per avere in uscita una certa temperatura T_3 è sufficiente invertire la precedente espressione, trovando:

$$\alpha = \frac{C_p(T_3 - T_c) - H_i}{C_p(T_2 - T_3)} = 36,1$$

Per le turbine a gas, valori di α compresi tra 35 e 40 risulta normale, tuttavia la combustione con tali eccessi d'aria è problematica. Affinché la combustione avvenga, infatti, è necessaria una minima percentuale in peso di combustibile. Per questo motivo le camere di combustione vengono divise in tre zone:

1. Nella zona prossima all'ugello una prima parte di aria comburente, detta aria primaria, viene miscelata con il combustibile. Si crea quindi una miscela non stechiometrica (grassa) in modo da produrre una fiamma stabile;
2. Subito dopo la prima zona si trova la seconda nella quale l'aria, entrando attraverso i fori del liner, entra in contatto con i gas combusti che contengono ancora combustibile, completando la combustione ed iniziando l'abbattimento della temperatura;
3. Nella terza zona del liner i gas combusti vengono definitivamente raffreddati alla temperatura idonea per l'immissione in turbina.

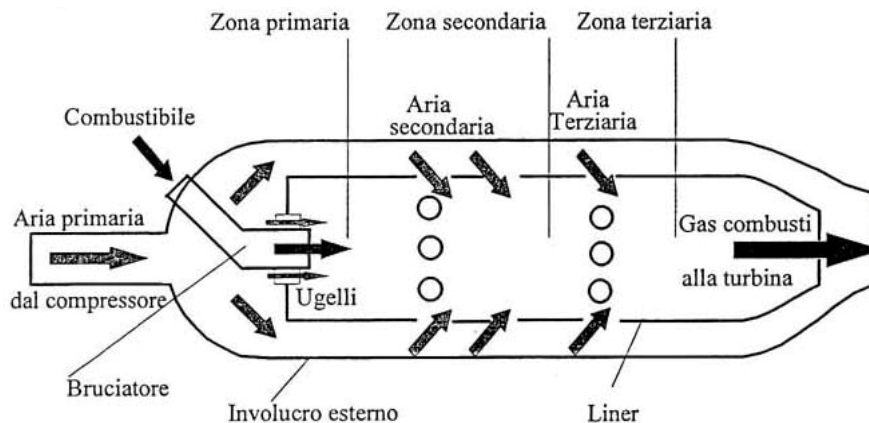


Figura 122 - Camera di combustione.

4.2.2.1. Tipi di combustori

Esistono essenzialmente tre tipi di combustori:

- **Combustori anulari:** il liner è un anello che collega l'uscita del compressore all'ingresso della turbina. Sono usati in applicazioni aeronautiche;

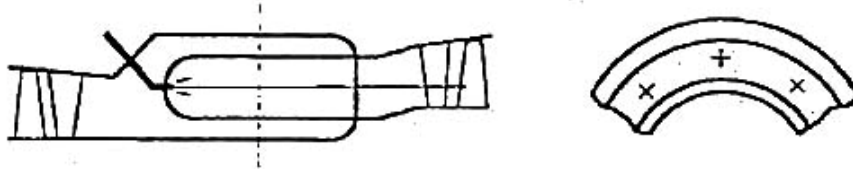


Figura 123 - Combustore anulare.

- **Combustori tubolari:** il liner è circolare ed è contenuto in una cassa verticale. È una soluzione semplice ma con elevate perdite di carico e necessita di raccordi ad hoc;

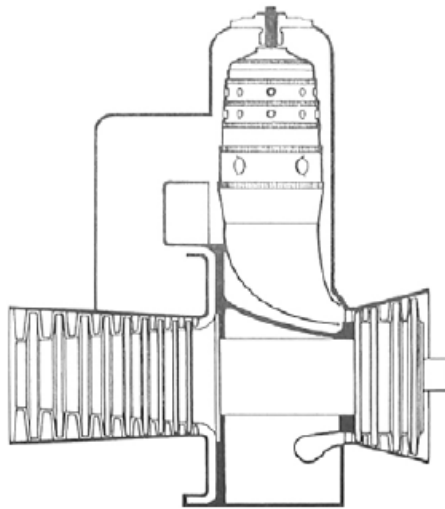


Figura 124 - Combustore tubolari.

- **Combustori multi tubolari:** sono composti da una serie di combustori lineari disposti ad anello attorno l'asse della turbina. Sono molto usati perché di facile realizzazione ed esercizio.

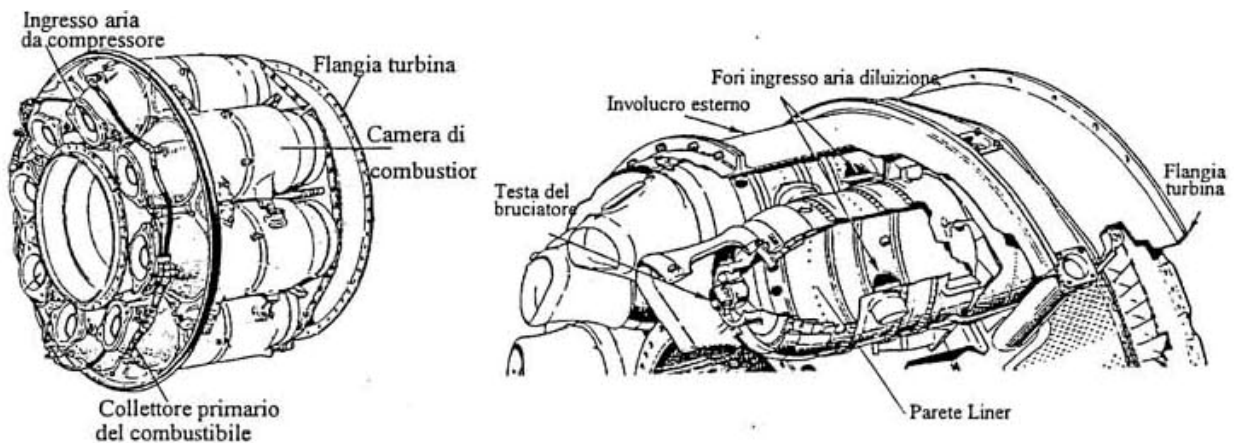


Figura 125 - Combustore multi tubolare.

4.2.3. Turbina

La turbina a gas è il componente più importante del gruppo a TG. È la più sollecitata essendo contemporaneamente soggetta ad elevate temperature, sforzi meccanici centrifughi nonché a pressioni dinamiche notevoli.

La turbina più largamente utilizzata è quella assiale, ed è costituita da un numero di stadi compreso tra 1 e 5. Nella seguente figura è riportata la sezione di una turbina assiale e la forma della palettatura statorica e rotorica:

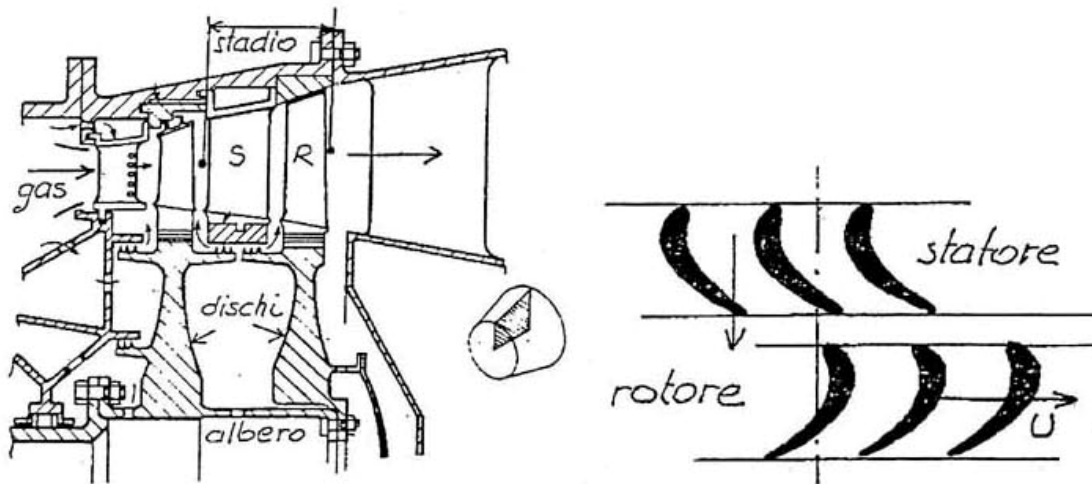


Figura 126 - Sezione di una turbina assiale e forma della palettatura statorica e rotorica

4.2.3.1. Raffreddamento della turbina

Particolare cura deve essere posta nel **raffreddamento** delle prime schiere statoriche e rotoriche. Tali palettature vengono raffreddate con aria prelevata da opportuni stadi del compressore. Il raffreddamento può essere:

- **A convezione:** l'aria lambisce le superfici interne della pala e viene immessa in circolo mediante aperture praticate sulla coda della pala;
- **A convezione e getti esterni:** l'aria fuoriesce anche dal dorso e dalla pancia della pala, creando uno strato di fluido fresco a protezione della pala stessa;
- **A flusso laminare:** l'aria fuoriesce da numerosi forellini generando un film esterno di gas fresco, ancora più efficace rispetto al precedente;
- **A traspirazione:** la pala è composta da un materiale poroso che consente al fluido di attraversarla, raffreddandola efficacemente anche lungo lo spessore.

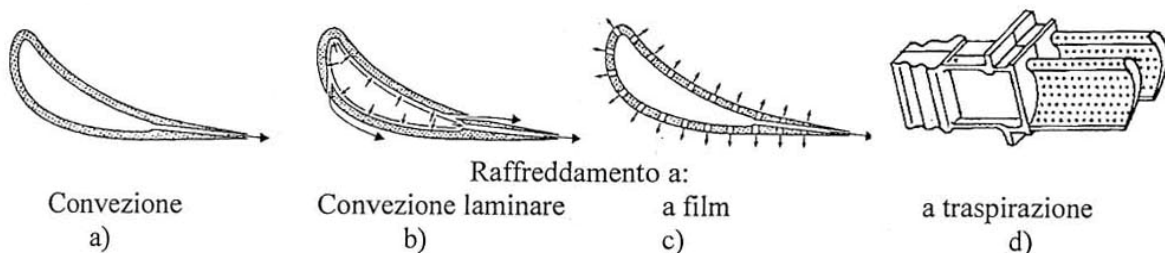


Figura 127 - Tipi di raffreddamento delle palette di turbina.

In ogni caso, per poter raffreddare efficacemente le pale, occorre asportare flussi di calore ingenti (nelle moderne turbine anche $1 \text{ MW}/\text{m}^2$), pertanto le portate di aria refrigerante possono essere dell'ordine del 20 – 25% della portata principale. Il mescolamento dell'aria refrigerante con i gas in espansione altera il ciclo come riportato di seguito, riducendo il rendimento:

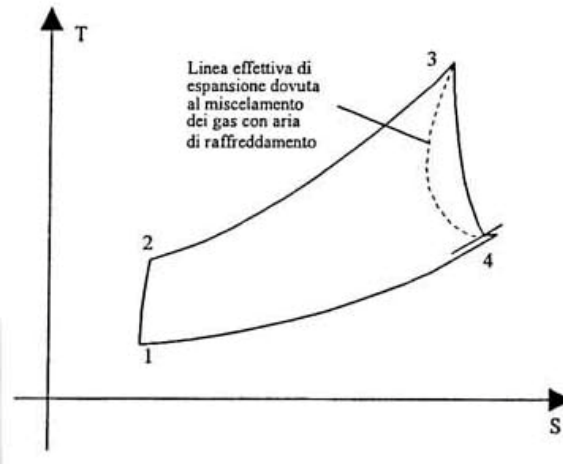


Figura 128 - Linea effettiva di espansione dovuta al mescolamento dei gas in espansione con l'aria di raffreddamento.

Un altro metodo per raffreddare la palettatura (in particolare laddove siano impiegate turbine in impianti a ciclo combinato gas vapore), è di utilizzare dei canali interni in cui far circolare vapore. L'utilizzo di tale tecnica consente l'innalzamento della TIT di circa 100°C rispetto al raffreddamento a film d'aria, in quanto permette di mantenere la temperatura della paletta a valori sopportabili dal materiale, ma non introduce perdite per mescolamento fra gas e aria di raffreddamento.

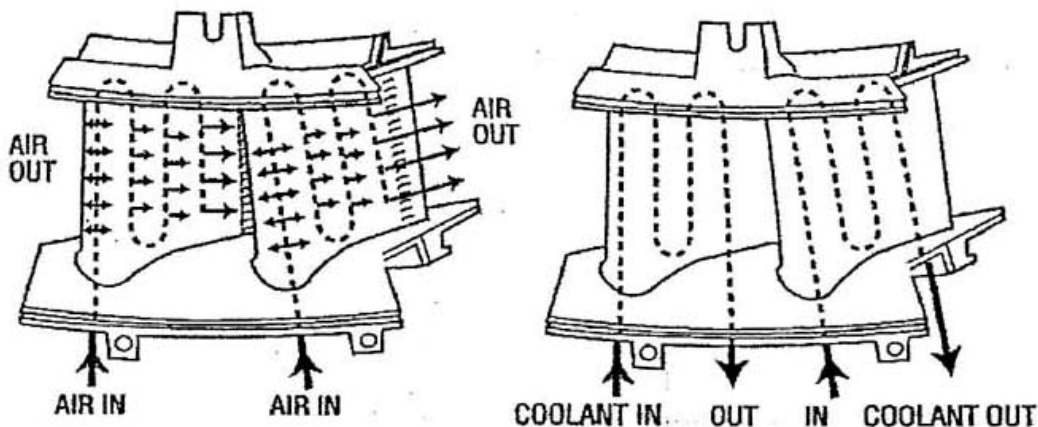


Figura 129 - Raffreddamento di turbine a gas: raffreddamento a film d'aria (sinistra) e a vapore (destra).

4.2.3.2. Rendimento interno della turbina

Si può dimostrare, infine, che il **rendimento interno di turbina** è esprimibile come:

$$\eta_t = \frac{1 - \left(\frac{1}{T_3/T_4}\right)^{\eta_{st}}}{1 - \frac{1}{T_3/T_4}}$$

Con η_{st} rendimento di stadio.

4.3. Centrali turbogas

4.3.1. Configurazioni tipiche

4.3.1.1. Impianti mono albero

È la configurazione esaminata fin'ora, tuttavia presenta delle limitazioni notevoli. Negli impianti a ciclo aperto di Joule per applicazioni stazionarie il compressore e la turbina sono, come detto, calettati sullo stesso albero insieme al generatore sincrono. La costanza della velocità di rotazione del gruppo implica che il compressore, se con palettatura statorica fissa, elabora sempre la stessa portata d'aria e stabilisce un rapporto di compressione costante. L'unico modo per regolare la potenza erogata è, dunque, quello di variare il salto entalpico come si evince dalla

$$P_t = \frac{M_G \Delta H}{860} \eta_t$$

La riduzione del salto entalpico può essere ottenuta soltanto variando l'eccesso d'aria in camera di combustione, oppure riducendo la portata di combustibile. In questo modo si riduce la temperatura T_3 e, quindi, la potenza erogata, come illustrato in figura:

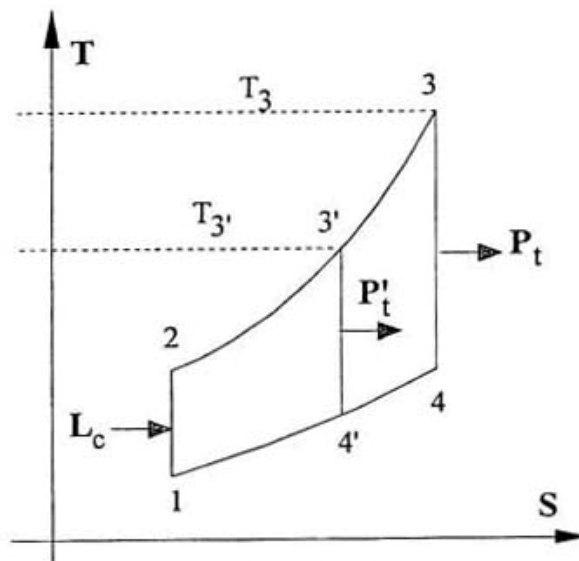


Figura 130 - Regolazione della potenza in un impianto monoalbero.

In questo modo la riduzione di potenza avviene con una riduzione del rendimento, per via di una riduzione del rendimento interno.

4.3.1.2. Impianti a più alberi

Come visto nel paragrafo precedente, un importante limite dei gruppi monoalbero è rappresentato dall'impossibilità di regolare la potenza senza influire sul rendimento. Se si vuole effettuare una regolazione mantenendo il rendimento pressoché costante, è necessario variare la velocità di rotazione del compressore. Per far ciò si può far ricorso a impianti a due alberi, come illustrato in figura:

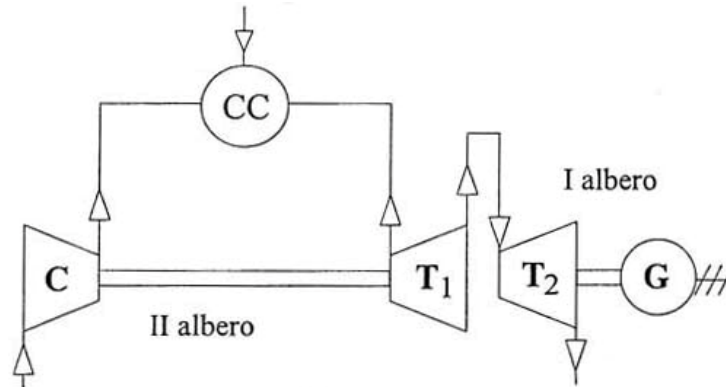


Figura 131 – Impianto turbogas a due alberi.

Il compressore C e la turbina T_1 sono calettati sullo stesso albero, e la turbina è dimensionata per produrre la sola potenza necessaria a muovere il compressore alla voluta velocità di rotazione. La turbina T_2 produce la potenza meccanica che viene convertita in elettrica dal generatore sincrono e ruota, pertanto, sempre a velocità costante. I due alberi sono coassiali e montati all'interno della stessa cassa. Per ridurre la potenza si opera sempre sulla temperatura T_3 , tuttavia è possibile aumentare la pressione p_2 in quanto la velocità di rotazione del compressore è svincolata dalla velocità di sincronismo del generatore. La diminuzione di rendimento interno dovuta all'abbassamento di T_3 è pertanto compensata dall'aumento di rendimento ideale causato dall'aumento di β : il rendimento complessivo rimane pressoché costante.

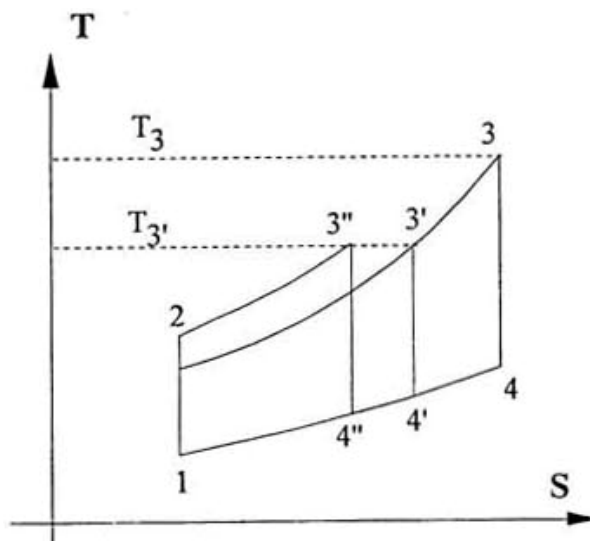


Figura 132 - Regolazione della potenza in un impianto a due alberi.

Si noti che i cicli $1 - 2 - 3'' - 4''$ e $1 - 2 - 3' - 4'$ hanno la stessa area, pari al lavoro compiuto.

4.3.2. Avviamento e regolazione

4.3.2.1. Avviamento

L'avviamento dei gruppi a turbina a gas necessita di un motore di lancio. Nei moderni impianti questo motore è rappresentato dal generatore del gruppo che viene avviato in sincrono a frequenza variabile da un convertitore AC/AC connesso alla rete. Si seguono le seguenti fasi:

1. Il gruppo viene portato dal motore a circa i 2/3 della velocità nominale Ω_n , ma già quando ha raggiunto 1/3 di Ω_n vengono accesi i bruciatori;
2. A 2/3 di Ω_n la turbina completa l'avviamento del gruppo;
3. Una volta giunti alla velocità di sincronismo si effettua il parallelo con la rete ed il gruppo può prendere carico.

Il tempo totale di avviamento richiede 10 – 15 minuti nelle moderne unità, circa il doppio negli impianti più vecchi.

4.3.2.2. Regolazione della potenza

La regolazione della potenza può essere ottenuta, considerando la seguente espressione:

$$P_t = \frac{M_G \Delta H}{860} \eta_t \quad [kW]$$

Mediante:

- Variazione del salto entalpico ΔH ;
- Variazione della portata massica M_G ;
- Variazione di entrambi.

Variazione del salto entalpico

La variazione del salto entalpico può essere ottenuta variando l'eccesso d'aria in camera di combustione. La variazione della potenza erogata in questo modo comporta i seguenti inconvenienti:

1. Riduzione del rendimento globale in quanto diminuisce il rapporto τ e, quindi, il rendimento interno del ciclo;
2. Variando ΔH si varia la velocità assoluta dei gas in ingresso in turbina, con conseguente riduzione del rendimento di turbina η_t , per riduzione del rendimento di stadio η_{st} .

Variazione della portata d'aria

Il metodo più corretto per regolare la potenza di turbina è quello di variare la portata dei gas in espansione senza variare il salto entalpico sfruttabile dalla turbina. Negli impianti turbogas per la produzione di energia elettrica, la velocità di rotazione è costante, pertanto la portata può essere

variata agendo sull'angolo di ingresso della velocità relativa del fluido rispetto alle pale rotoriche. Per effettuare questa operazione senza incorrere nello stallo è possibile variare l'angolo di attacco delle pale statoriche del primo stadio del compressore (IGV, Inlet Guide Vanes, alette guida di immissione).

L'orientamento della prima schiera statorica può essere variato senza incorrere nello stallo fino a regolare una portata massica dal 100% al 50% della portata nominale.

In definitiva, la potenza elettrica erogata dal gruppo turbogas può essere così variata:

- a) Dal 50% al 100% della potenza nominale P_n , variando l'orientamento delle pale statoriche del compressore;
- b) Per $P < 0,5 P_n$ viene variato l'eccesso d'aria riducendo la portata di combustibile. Si ha, tuttavia, una drastica riduzione del rendimento globale.

4.3.2.3. Cause di perdite di prestazione degli impianti a gas

Le principali cause che riducono le prestazioni di un gruppo turbogas sono:

- Ostruzione dei filtri di aspirazione del compressore;
- Sporco del compressore;
- Gioghi nella prima schiera statorica del compressore, con riduzione della sezione di passaggio dell'aria;
- Imperfetta tenuta nelle flangie della cassa;
- Alterazione dei profili di palettatura;
- Aumento dei gioghi sulle tenute tra stadi;
- Aumento della rugosità della palettatura di turbina.

5. Impianti a ciclo combinato

5.1 Generalità

5.1.1. Impianti in cascata

Quando un impianto è alimentato dal calore proveniente da un altro impianto essi si dicono **in cascata**: quello che alimenta si dice **sovrapposto**, l'altro **sottoposto**.

Si possono distinguere due tipi di impianti combinati a seconda della quantità di calore che l'impianto sottoposto riceve dall'esterno Q_e :

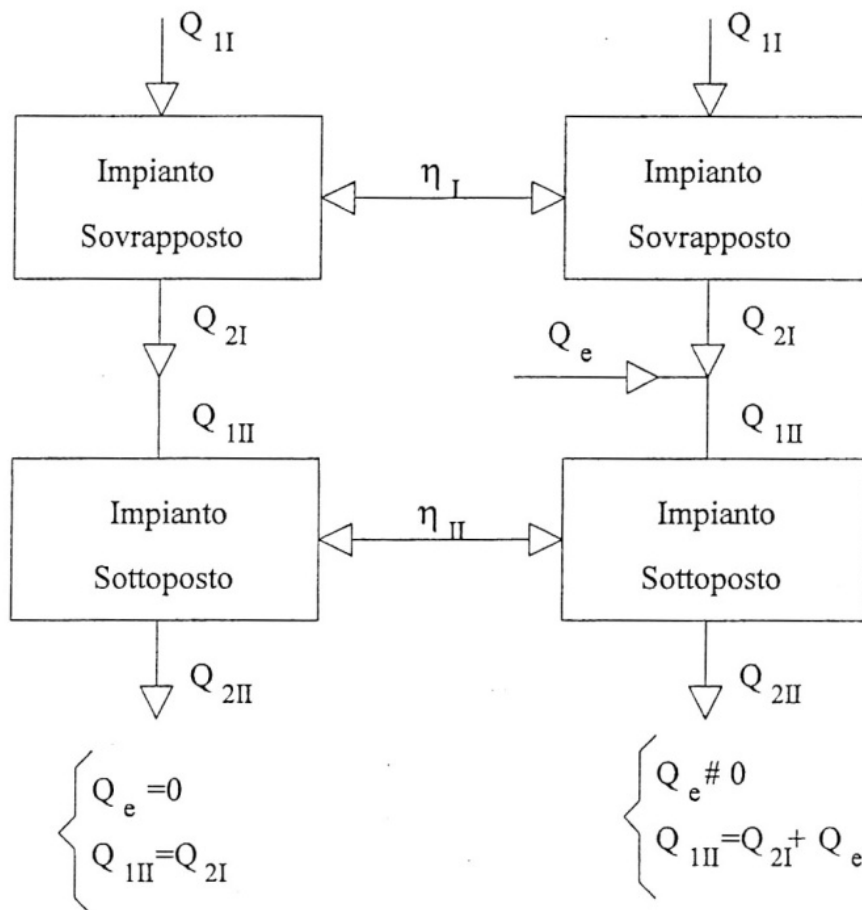


Figura 133 - Due diversi tipi di impianti in cascata.

5.1.1.1. Rendimenti

Con riferimento alla figura in alto, si considerino i rendimenti dei due impianti η_I ed η_{II} ed il rapporto tra il calore totale fornito nell'impianto combinato e quello fornito all'impianto sovrapposto μ , pari a

$$\mu = \frac{Q_{1I} + Q_e}{Q_{1I}}$$

È possibile, allora, stimare i rendimenti per i due tipi di impianti:

- **Impianti tipo I:** in questo caso $Q_e = 0$ ed il rendimento globale è pari a:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{2II}}{Q_{1I}} = 1 - \frac{Q_{2II}}{Q_{1I}} \frac{Q_{2I}}{Q_{2I}} = 1 - \frac{Q_{2I}}{Q_{1I}} \frac{Q_{2II}}{Q_{1II}} = 1 - (1 - \eta_I)(1 - \eta_{II})$$

- **Impianti tipo II:** in questo caso $Q_e \neq 0$ ed il rendimento globale è pari a:

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{Q_{2II}}{Q_{1I} + Q_e} = 1 - \frac{Q_{2II}}{\mu Q_{1I}} = 1 - \frac{1}{\mu} \frac{Q_{2II}}{Q_{1II}} \frac{Q_{1II}}{Q_{1I}} = 1 - \frac{1}{\mu} (1 - \eta_{II}) \frac{Q_{2I} + Q_e}{Q_{1I}} \\ &= 1 - \frac{1}{\mu} (1 - \eta_{II}) \left(1 - \eta_I + \frac{Q_e}{Q_{1I}}\right) = 1 - \frac{1}{\mu} (1 - \eta_{II}) [1 - \eta_{1I} + (\mu - 1)] \\ &= 1 - \frac{1}{\mu} (1 - \eta_{II})(\mu - \eta_I) \end{aligned}$$

Ossia, in definitiva:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\mu} (1 - \eta_{II})(\mu - \eta_I)$$

5.1.1.2. Classificazione degli impianti a ciclo combinato

I cicli combinati gas-vapore (CC-GV), cioè quei cicli combinati in cui l'impianto sovrapposto è un turbogas e l'impianto sottoposto un TEV, si possono ricondurre a:

- 1) **CC-GV Unifired.** Sono impianti combinati del I tipo, e sono rappresentati in figura:

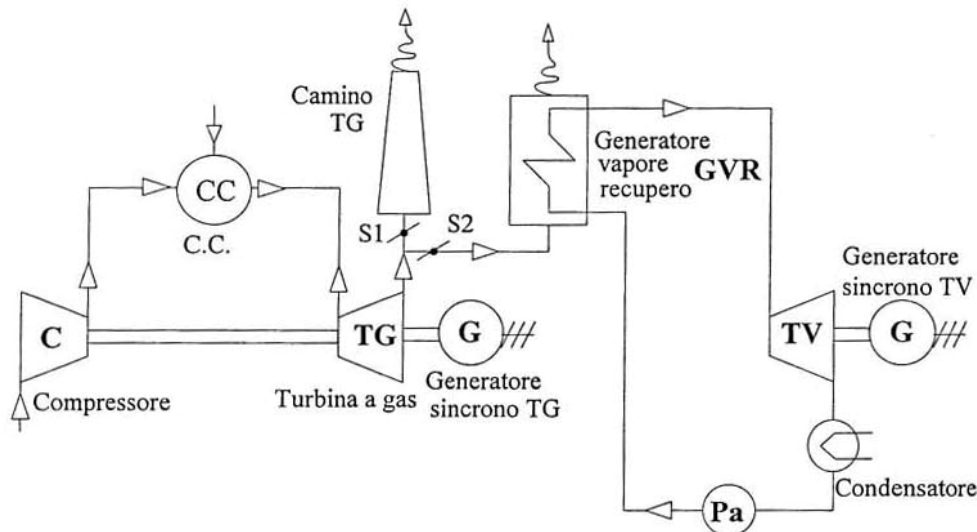


Figura 134 - Impianto CC-GV Unifired.

i gas di scarico del gruppo turbogas vengono inviati nel generatore di vapore a recupero (GVR) dove cedono calore all'acqua di alimento del gruppo TEV, la quale, vaporizzando, viene successivamente inviata ad espandersi in turbina. L'impianto a vapore non può funzionare da solo, è tuttavia possibile far funzionare il solo impianto a turbogas deviando i gas verso il camino di by-pass.

- 2) **CC-GV con post-combustione.** I gas di scarico della turbina fungono da gas comburente in una combustione supplementare installata subito prima del GVR:

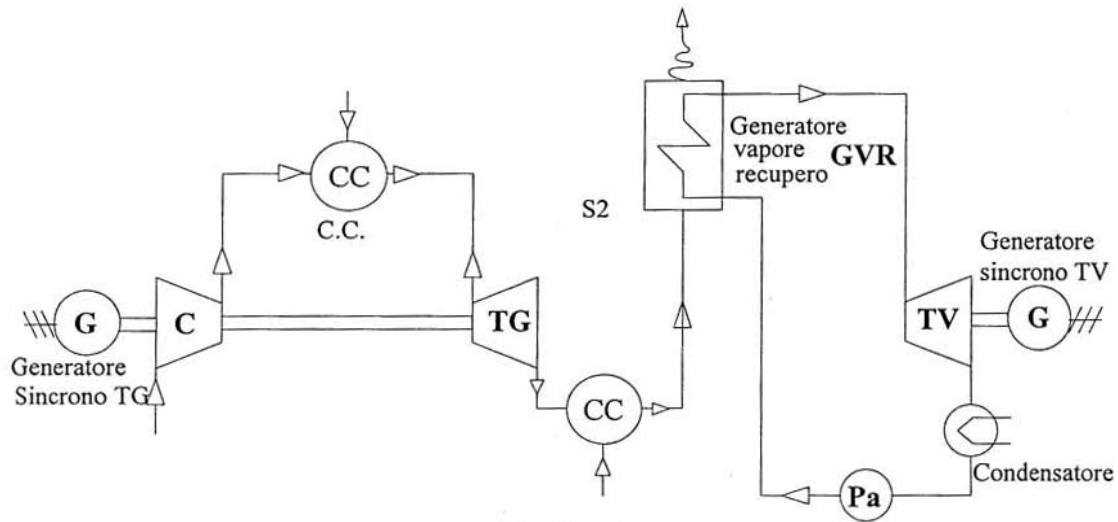
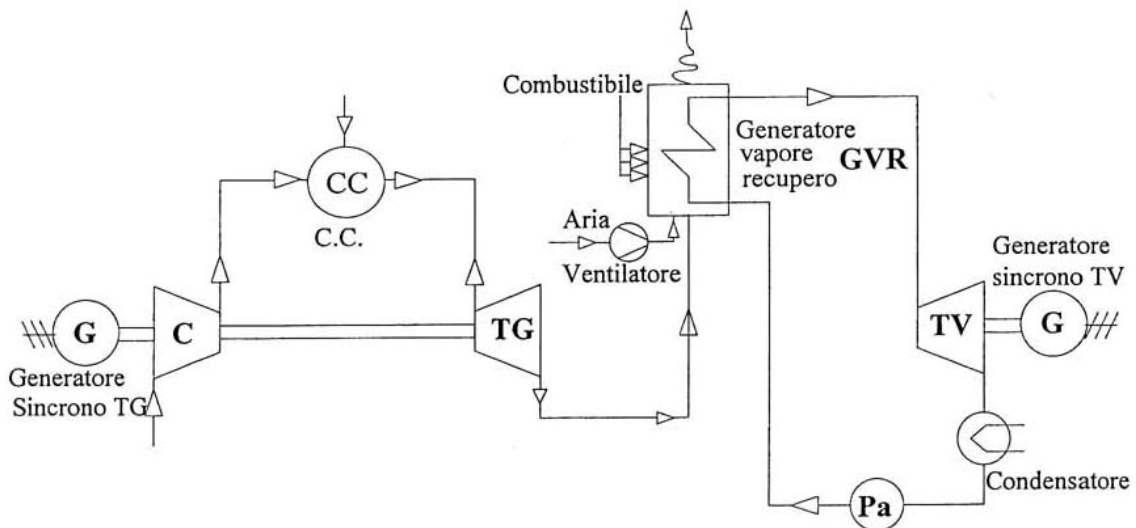


Figura 135 - Impianto CC-GV con post-combustione.

sono impianti combinati di tipo II e, rispetto a quelli unifired, aumenta la potenza prodotta dalla turbina a vapore. Anche in questo caso l'impianto TEV non può funzionare da solo.

- 3) **CC-GV "Fully-Fired".** Il gruppo a vapore è dotato di un generatore di vapore convenzionale. Si ottiene un aumento del rendimento in quanto il comburente è costituito dai gas di scarico della turbina. La potenza prodotta dal gruppo a vapore diventa ragguardevole.



L'installazione di un ventilatore premente, consente all'impianto TEV di funzionare autonomamente. La regolazione dei due impianti risulta delicata.

Gli impianti che hanno trovato applicazione sono quelli unifired, per la loro semplicità impiantistica e il minore costo di impianto. I CC-GV con post-combustione sono stati realizzati come soluzione di ripotenziamento di centrali TEV di piccola e media potenza.

5.1.2. Recupero del calore negli impianti CC-GV

Le espressioni del rendimento precedentemente trovate, sono valide qualora tutto il calore in uscita dall'impianto sovrapposto viene integralmente ceduto all'impianto sottoposto. Tuttavia tale condizione non è tecnica realizzabile.

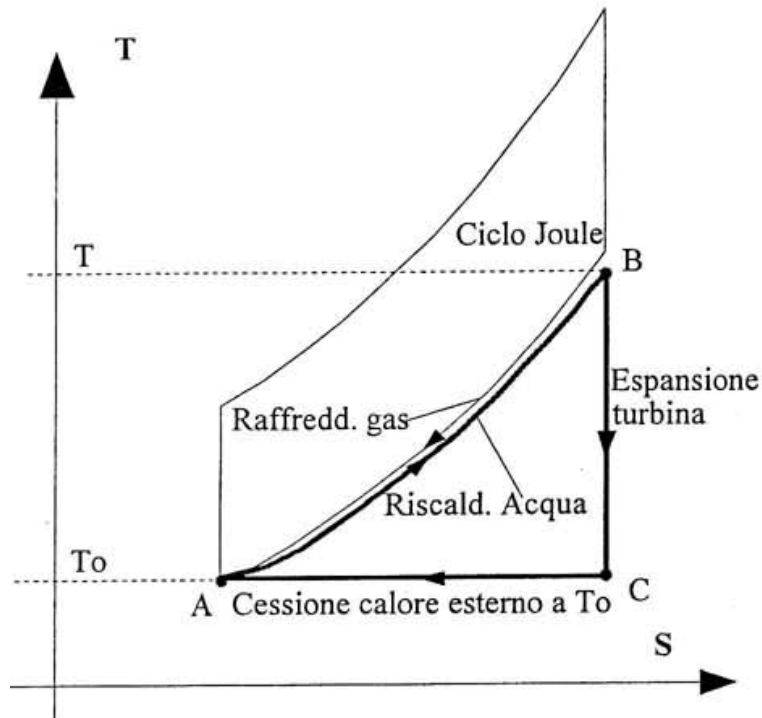


Figura 136 - Ciclo a gas e ciclo sottoposto ideale.

Con riferimento alla figura sovrastante, stabilito il ciclo dell'impianto a gas, il ciclo termodinamico dell'impianto sottoposto a massimo rendimento è quello triangolare ABC. In esso i gas combusti in uscita dalla turbina a gas dovrebbero cedere calore all'acqua isobaricamente (trasformazione AB), il vapore dovrebbe espandere adiabaticamente (trasformazione BC) fino alla temperatura T_0 e successivamente cedere calore all'ambiente a temperatura costante (trasformazione CA).

Tale ciclo ideale avrebbe rendimento pari a

$$\eta_i = 1 - \frac{T}{T_{ml}} \quad \text{con} \quad T_{ml} = \frac{T - T_0}{\ln \frac{T}{T_0}}$$

Si consideri ora un impianto TEV sottoposto ad un TG, caratterizzati, rispettivamente, dai rendimenti η_{TEV} ed η_{TG} . Sia Q_{gas} il calore messo a disposizione dai gas di scarico del TG, mentre sia Q_{TEV} il calore effettivamente in ingresso al ciclo TEV. Si definisce **fattore di recupero** χ , il rapporto tra il calore effettivamente ceduto all'acqua dell'impianto TEV e quello posseduto dai gas di scarico di turbina:

$$\chi = \frac{Q_{TEV}}{Q_{gas}}$$

Si definisce, altresì, **rendimento di recupero** η_R il rapporto tra il lavoro prodotto dalla turbina a vapore L_{TEV} ed il calore posseduto dai gas:

$$\eta_R = \frac{L_{TEV}}{Q_{gas}}$$

È evidente che sussiste la seguente relazione:

$$\eta_R = \eta_{TEV} \cdot \chi$$

In quanto $L_{TEV} = \eta_{TEV} Q_{TEV}$. Il rendimento di recupero è nullo per due valori della temperatura di evaporazione T_e dell'acqua del ciclo TEV:

1. $T_e = T$ (dove T è la temperatura dei gas in uscita dalla TG). In questo caso non si ha evaporazione, pertanto Q_1 (e quindi χ) è pari a zero;
2. $T_e = T_0$. In questo caso $\chi = 1$, ma il ciclo dell'impianto TEV si svolge tra due temperature identiche e pertanto il suo rendimento risulta nullo.

Si dimostra che esiste un valore della temperatura di evaporazione (e quindi della pressione dell'acqua nel ciclo TEV) che rende massimo il rendimento di recupero e che tale valore è pari alla media geometrica delle temperature estremali del ciclo:

$$T_{e,max} = \sqrt{T_0 \cdot T} \quad [K]$$

Per aumentare il rendimento è possibile prevedere più cicli a temperature di evaporazione diverse, ossia è possibile utilizzare cicli a più livelli di pressione. Detti n il numero di livelli di pressione complessivi, la temperatura di evaporazione per il k -simo livello di pressione è pari a:

$$T_{e,k} = \sqrt[n+1]{T_0^k \cdot T^{n-k+1}}$$

tuttavia aumentare eccessivamente i livelli di pressione richiede sempre maggiori complicazioni impiantistiche a cui si riflettono sempre minori benefici in termini di rendimento e quindi non si superano mai i tre livelli di pressioni.

Con le temperature disponibili dei gas in uscita dalla TG, le pressioni necessarie anche per impianti a tre livelli di pressione sono sempre largamente inferiori alla pressione critica dell'acqua: ciò vuol dire che gli impianti TEV a CC-GV sono tutti subcritici, con tutti i vantaggi economici che ciò comporta.

Si fa cenno, infine, ai tipi di turbine utilizzate dagli impianti TG per CC-GV. Tali turbine sono, naturalmente, quelle cosiddette heavy-duty, caratterizzate da minori rapporti di compressione e temperature dei gas di scarico maggiori, seppure da lavori specifici inferiori. Nei moderni impianti CC-GV a tre livelli di pressione, la potenza della/e turbina a gas è circa il doppio di quella a vapore.

5.2. Centrali a ciclo combinato

5.2.1. Centrale CC-GV a un livello di pressione

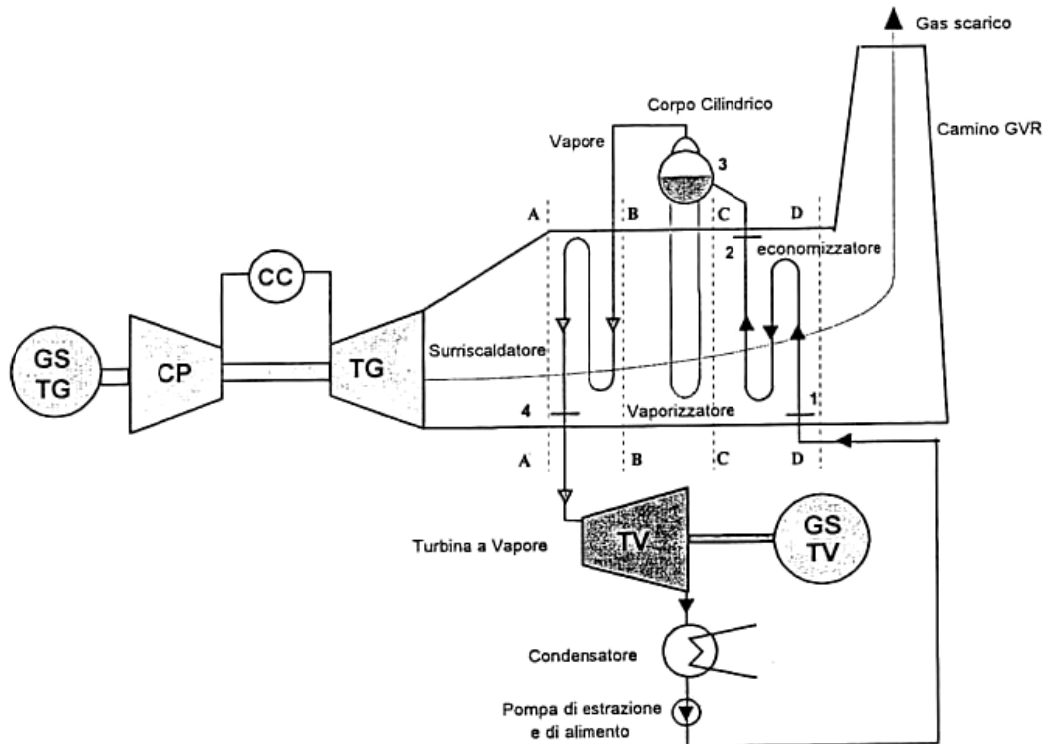


Figura 137 - Impianto CC-GV ad un livello di pressione.

I componenti che più si differenziano da quelli di un impianto tradizionale a vapore sono il generatore di vapore e la catena di rigenerazione. Quest'ultima è del tutto assente. Nel generatore di vapore a recupero (GVR), lo scambio termico avviene soltanto per convezione: esso è, in ultima analisi, uno scambiatore di calore in controcorrente. In figura è rappresentato l'andamento delle temperature dei gas e del fluido acqua-vapore nel GVR:

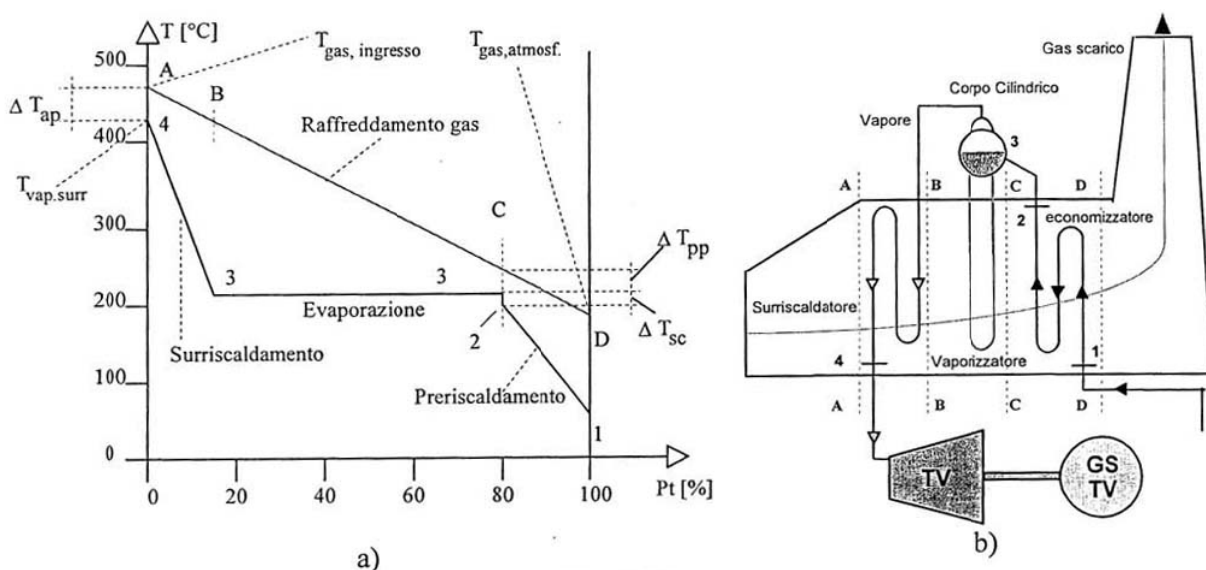


Figura 138 - Generatore di vapore a recupero e andamento delle temperature lungo di esso.

Le temperature notevoli, attraverso cui si dimensiona il GVR sono:

- ΔT_{ap} : differenza di temperatura di approach point;
- ΔT_{pp} : differenza di temperatura di pinch-point;
- ΔT_{sc} : differenza di temperatura di sub-cooling.

La ΔT_{ap} e la ΔT_{pp} influenzano le prestazioni del GVR, infatti:

- Se ΔT_{ap} aumenta, diminuisce la temperatura del vapore surriscaldato e quindi il rendimento;
- Se ΔT_{pp} aumenta, aumenta la temperatura dei gas scaricati in atmosfera, con maggiori perdite al camino e minore portata di vapore generato;
- ΔT_{pp} determina in maniera diretta la superficie di scambio termico dell'evaporatore;
- Se ΔT_{pp} diminuisce, aumenta il rendimento del GVR.

5.2.1.1. Il generatore di vapore a recupero

Il GVR è una caldaia differente dalle caldaie tradizionali in quanto:

- In essa non sono mai presenti zone a temperatura superiore a 600 °C;
- L'evaporatore è costituito da semplici fasci tubieri e non pareti membranate;
- L'evaporatore e l'economizzatore possono essere realizzati con tubi alettati;
- I tubi sono realizzati con materiali meno pregiati e costosi.

La **circolazione dell'acqua** nei tubi del GVR può essere naturale, forzata o ad attraversamento forzato:

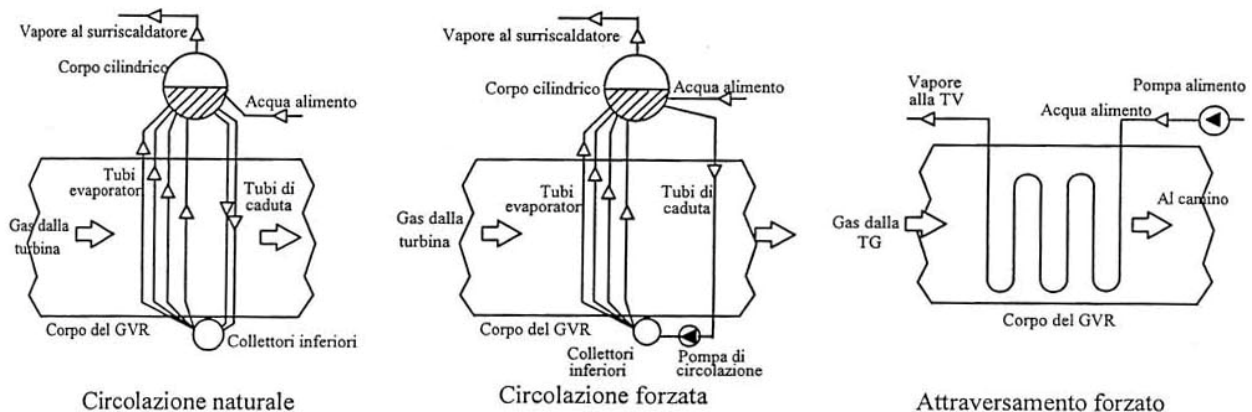


Figura 139 - Sistemi di circolazione dell'acqua nel GVR.

La **circolazione naturale** è realizzata nelle caldaie a sviluppo orizzontale con fasci tubieri verticali.

La **circolazione forzata** è attuata tramite pompe, ed è realizzata in caldaie a sviluppo verticale, con fasci tubieri disposti orizzontalmente. Tali caldaie hanno il pregio di richiedere minori aree, ma sono più alte.

Nella **circolazione ad attraversamento forzato** non vi è distinzione tra economizzatore, evaporatore e surriscaldatore. È scarsamente utilizzata nei moderni CC-GV, in quanto subcritici.

Nei cicli CC-GV la rigenerazione non viene effettuata, per cui deve essere previsto un **degassatore** ad hoc. Esistono principalmente quattro tipi di soluzioni adottate

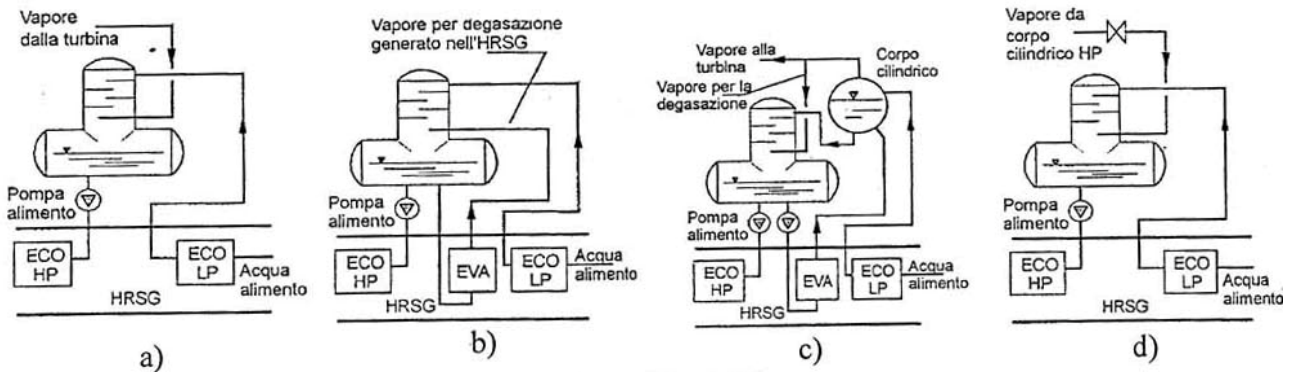


Figura 140 - Degassatori per impianti CC-GV.

- Il vapore viene spillato dalla turbina MP e inviato al degassatore. Schema poco utilizzato perché produce effetti negativi sul rendimento e sulla potenza producibile;
- Dal degassatore hanno origine dei tubi evaporatori aggiuntivi, con lo specifico compito di produrre vapore per la detassazione dell'acqua;
- La produzione di vapore ottenuta come al punto b), viene aumentata in modo che il vapore non necessario viene raccolto in un corpo cilindrico di BP ed inviato alla turbina BP;
- Il vapore prelevato dal corpo cilindri di AP, dopo essere stato ridotto di pressione viene inviato al degassatore. Soluzione poco attuata per gli effetti negativi sul rendimento e sulla potenza producibile.

I GVR hanno tipicamente struttura modulare, come rappresentato in figura:

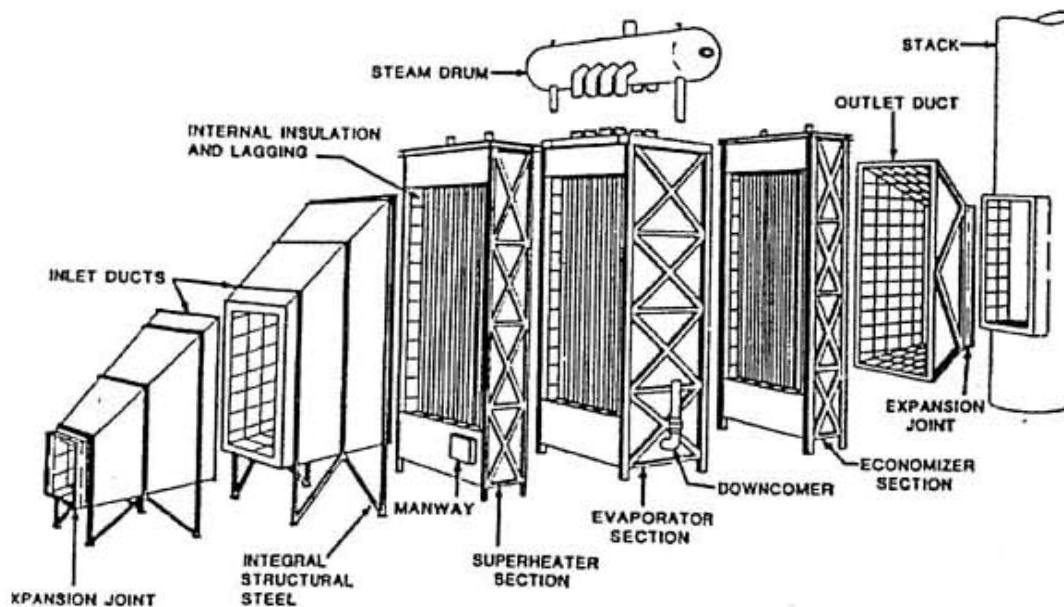


Figura 141 - Struttura di un GVR a sviluppo verticale.

5.2.2. Centrale CC-GV a due livelli di pressione

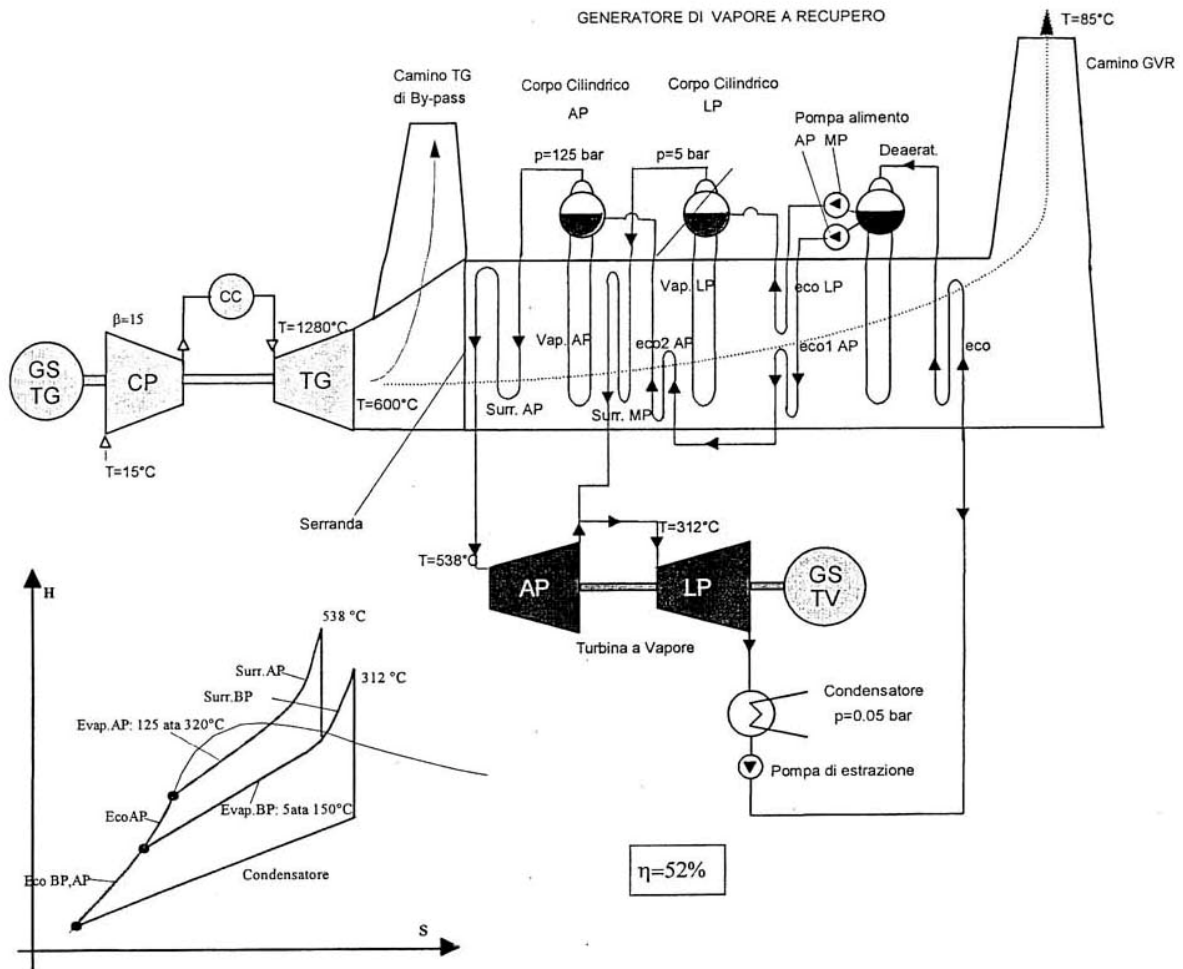


Figura 142 - Impianto CC-GV a due livelli di pressione.

Il CC-GV 2L è largamente diffuso in quanto somma dei buoni rendimenti (52 – 53%) alla semplicità d'impianto e a costi contenuti.

5.2.3. Centrale CC-GV a due livelli di pressione e risurriscaldamento

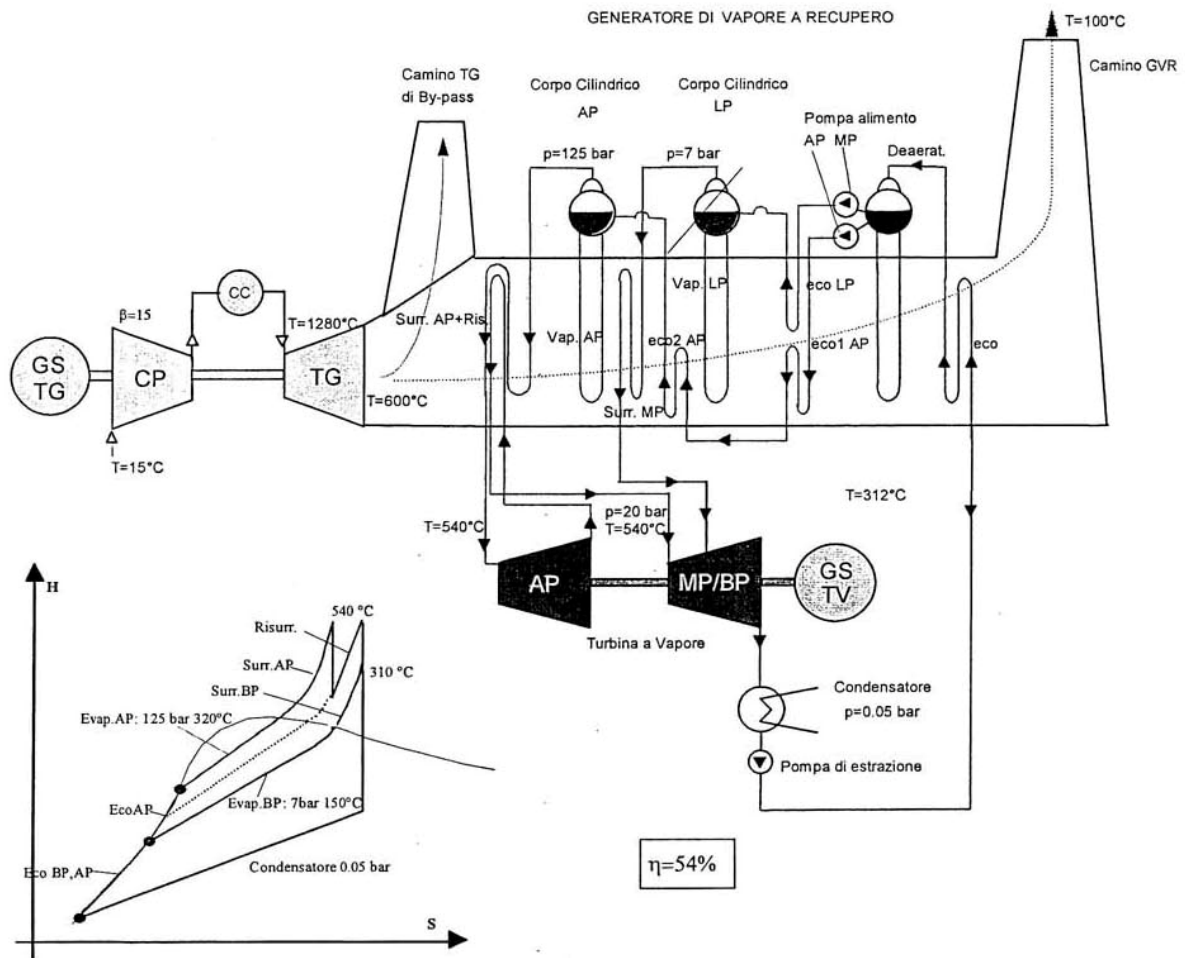


Figura 143 - Impianto CC-GV a due livelli di pressione e risurriscaldamento.

La soluzione 2L-R raggiunge rendimenti nel range di 53 – 54%, appena superiori a quelli degli impianti 2L, ma richiede una complicazione impiantistica del GVR. Per questo motivo non è generalmente utilizzato.

5.2.4. Centrale CC-GV a tre livelli di pressione

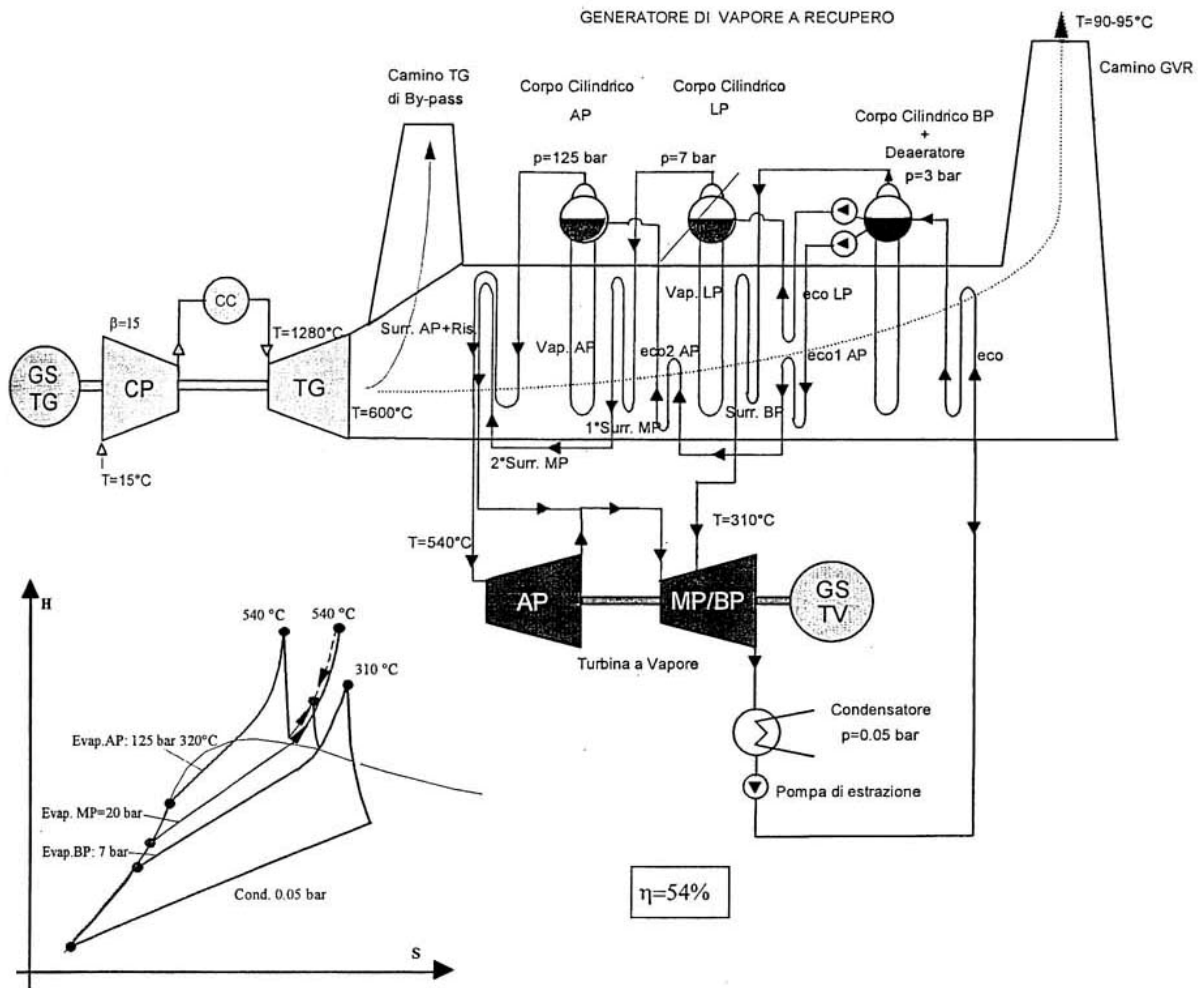


Figura 144 - Impianto CC-GV a tre livelli di pressione.

Il ciclo 3L non è diffuso in quanto non introduce sostanziali miglioramenti rispetto al 2L a meno che non venga eseguito il risurriscaldamento (3L-R)

5.2.5. Centrale CC-GV a tre livelli di pressione e risurriscaldamento

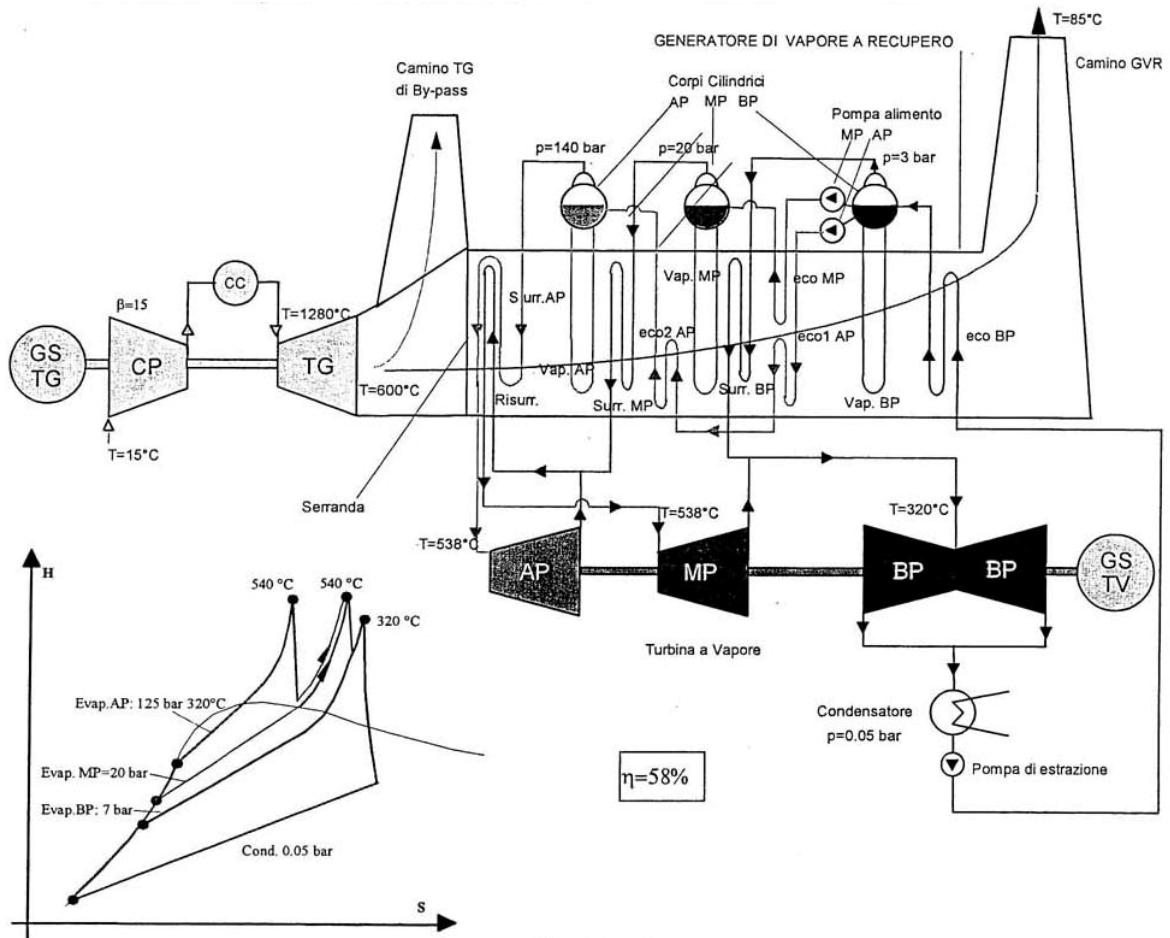


Figura 145 - Impianto CC-GV a tre livelli di pressione e risurriscaldamento.

Gli impianti 3L-R sono quelli che, ad oggi, trovano la più diffusa applicazione per via delle elevate prestazioni e rendimenti, e gli ancora limitati costi d'impianto.

5.2.6. Regolazione della potenza e avviamento

La **regolazione della potenza** erogata viene eseguita regolando la potenza delle TG. Per un gruppo tri-albero (due TG, un TEV) la potenza può essere ridotta fino al 20% della potenza nominale, secondo la seguente procedura:

- Per ridurre il carico si agisce contemporaneamente sulle IGV delle due turbine fino all'80% del carico nominale;
- Successivamente si riduce l'eccesso d'aria fino ad arrivare al 50% della potenza nominale, sempre con due TG in servizio;
- Da questo punto in poi si spegne una turbina e si riporta a pieno carico l'altra;
- Si fa diminuire il carico della turbina rimasta in servizio con le stesse modalità di cui sopra, fino ad arrivare al 20% della potenza nominale del gruppo.

In questo modo si limita la perdita di rendimento a carichi ridotti delle TG.

Per quanto riguarda l'**avviamento**, bisogna mettere in evidenza che occorre avviare due impianti: il TG e il TEV.

Nel caso di impianti multi-albero, la turbina a gas può arrivare a erogare il carico entro 10 – 20 minuti. La turbina a vapore richiede tempi più lunghi, in particolare il tempo necessario a portare la turbina a vapore a pieno carico dipende dall'intervallo di tempo trascorso dall'ultima messa fuori servizio del gruppo. Si distinguono, pertanto, tre modalità di avviamento:

- **Avviamento a caldo:** se l'avviamento viene eseguito dopo che il gruppo è stato fermo tra 0 e 12 ore. In questo caso il tempo di avviamento è di circa 1 ora;
- **Avviamento a tiepido:** se l'avviamento viene eseguito dopo che il gruppo è stato fermo tra 12 e 48 ore. In questo caso il tempo di avviamento è di circa 2 ore;
- **Avviamento a freddo:** se l'avviamento viene eseguito dopo che il gruppo è stato fermo per più di 48 ore. In questo caso il tempo di avviamento è di circa 3 ore.

Negli impianti ad un solo albero (che accomuna TG e TEV) l'avviamento è diverso, in quanto la turbina a vapore viene avviata insieme a quella a gas la quale, quindi, non può seguire un avviamento indipendente.

5.3. Il repowering delle centrali TEV

5.3.1. Generalità

L'installazione di gruppi TG in un impianto TEV esistente comporta i seguenti vantaggi:

- Si può produrre più potenza senza la necessità di individuare nuovi siti per la costruzione di nuove centrali;
- Si può utilizzare il calore dei gas di scarico della turbina a gas migliorando il rendimento globale dell'impianto.

Il cosiddetto “repowering” delle centrali è stato attuato attraverso diverse soluzioni tecniche:

- 1) Preriscaldamento dell'acqua di alimento del ciclo a vapore, tramite il calore delle TG;
- 2) Utilizzo dei gas di scarico per generare vapore MP, da far espandere nella relativa turbina;
- 3) Utilizzo dei gas di scarico (ancora ricchi d'ossigeno per l'eccesso d'aria necessario ai TG) come comburenti in caldaia;
- 4) Trasformazione completa dell'impianto in un CC-GV con completa sostituzione della caldaia con una recupero.

I primi due metodi di repowering non sono ottimali dal punto di vista termodinamico in quanto:

- L'acqua di alimento viene riscaldata a circa $270 \div 290 \text{ }^\circ\text{C}$, valore nettamente inferiore a quello dei gas di scarico della turbina a gas. Non si utilizza, pertanto, tutto il calore dei gas di scarico;
- La temperatura di evaporazione dell'acqua a MP è di circa $240 \text{ }^\circ\text{C}$, altrettanto istante dal valore di $540 \div 560 \text{ }^\circ\text{C}$ dei gas di scarico.

5.3.2. Repowering mediante preriscaldamento dell'acqua di alimento

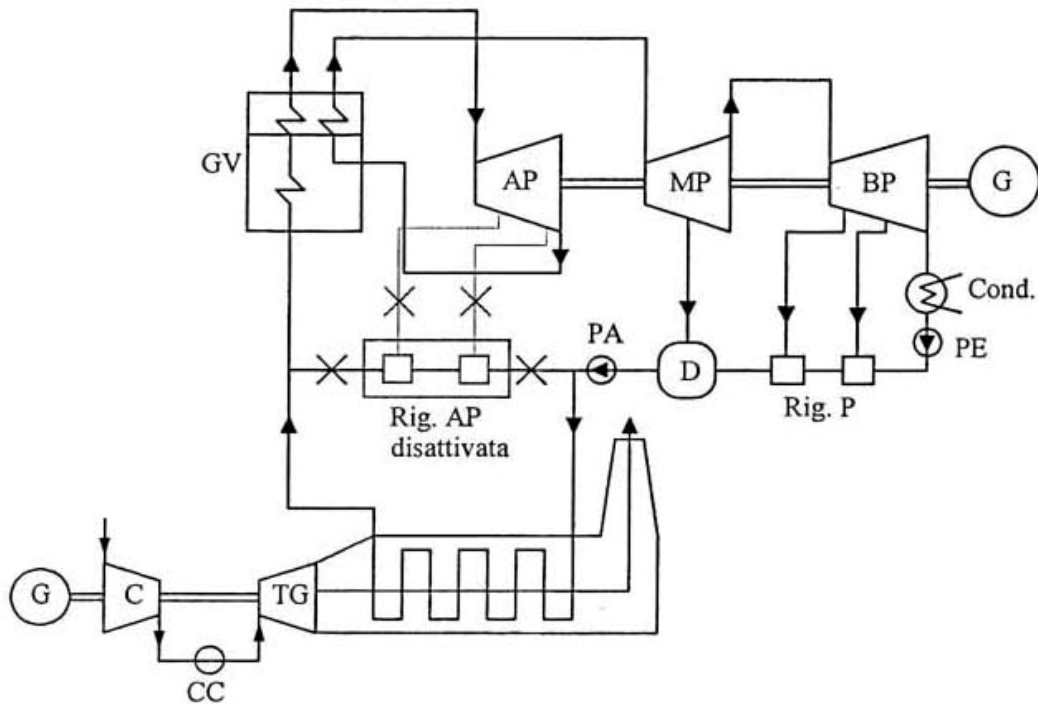


Figura 146 - Repowering mediante preriscaldamento dell'acqua di alimento.

In questo sistema viene disattivata la catena di rigenerazione termica AP. È una soluzione che richiede tempi ed investimenti limitati e permette di innalzare la potenza totale del $30 \div 35\%$ ed il rendimento di circa il 2% .

Dato che vengono eliminati gli spillamenti di vapore in alta pressione, e parte di quelli a media pressione, la portata di vapore in espansione nella turbina BP cresce, con conseguente aumento della potenza. Tuttavia questo è possibile solo se i margini di potenza della turbina e del condensatore, nonché quelli del generatore sincrono, lo consentono.

Complessivamente si ottiene un risparmio di combustibile ed un aumento del rendimento. In caso di fermata del gruppo TG, si può sempre riattivare la catena di rigenerazione AP.

5.3.3. Repowering mediante generazione di vapore MP

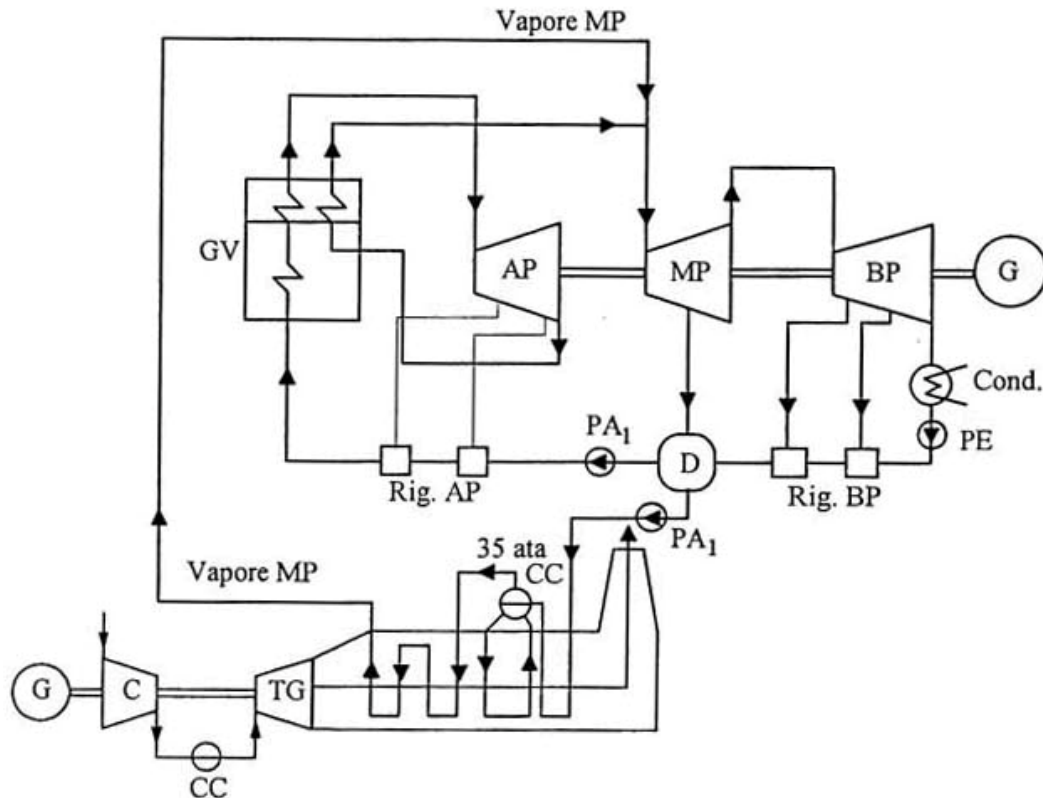


Figura 147 - Repowering mediante generazione di vapore MP.

Il sistema prevede che venga prelevata acqua dal degassatore ed inviata al GVR dove viene vaporizzata e mandata in espansione alla turbina MP.

Questa soluzione richiede tempi di interventi ed investimenti limitati. Anche in questo caso la potenza complessiva e il rendimento guadagnano rispettivamente un 30 ÷ 35% e un 2%. Tuttavia in questo caso si ha il vantaggio di generare vapore a MP, pertanto il GVR può essere dimensionato per un valore di pressione inferiore a quello massimo dell'impianto TEV.

Questa soluzione è stata adottata da Enel per la centrale di Montalto di Castro.

5.3.4. Repowering mediante ricombustione dei gas di scarico

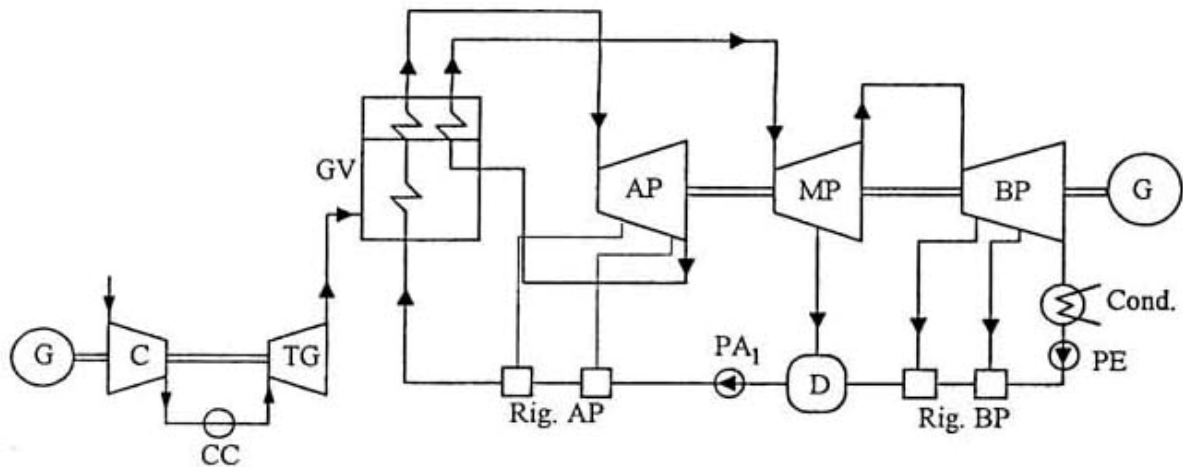


Figura 148 - Repowering mediante ricombustione dei gas di scarico.

Viene disattivata l'immissione dell'aria tramite il ventilatore premente e vengono inviati i gas di scarico della turbina nella camera di combustione. Essi contengono ancora ossigeno a causa dell'elevato eccesso d'aria richiesto dalle TG.

A parità di potenza termica sviluppata in caldaia, il rendimento dell'impianto sale di numerosi punti percentuali, dal $39 \div 41\%$ al $45 \div 47\%$. L'impianto, nel suo insieme, è un ciclo combinato fully-fired.

In termini di potenza, l'incremento è di circa il 40% della preesistente potenza della centrale.

Questa soluzione prevede sostanziali interventi di adeguamento della caldaia per via della maggiore portata di comburente e dei fumi in transito. Tale tipo di repowering è conveniente, pertanto, soltanto se sono previsti lavori di adeguamento della caldaia a causa della sua età.

5.3.5. Repowering mediante trasformazione completa in CC-GV

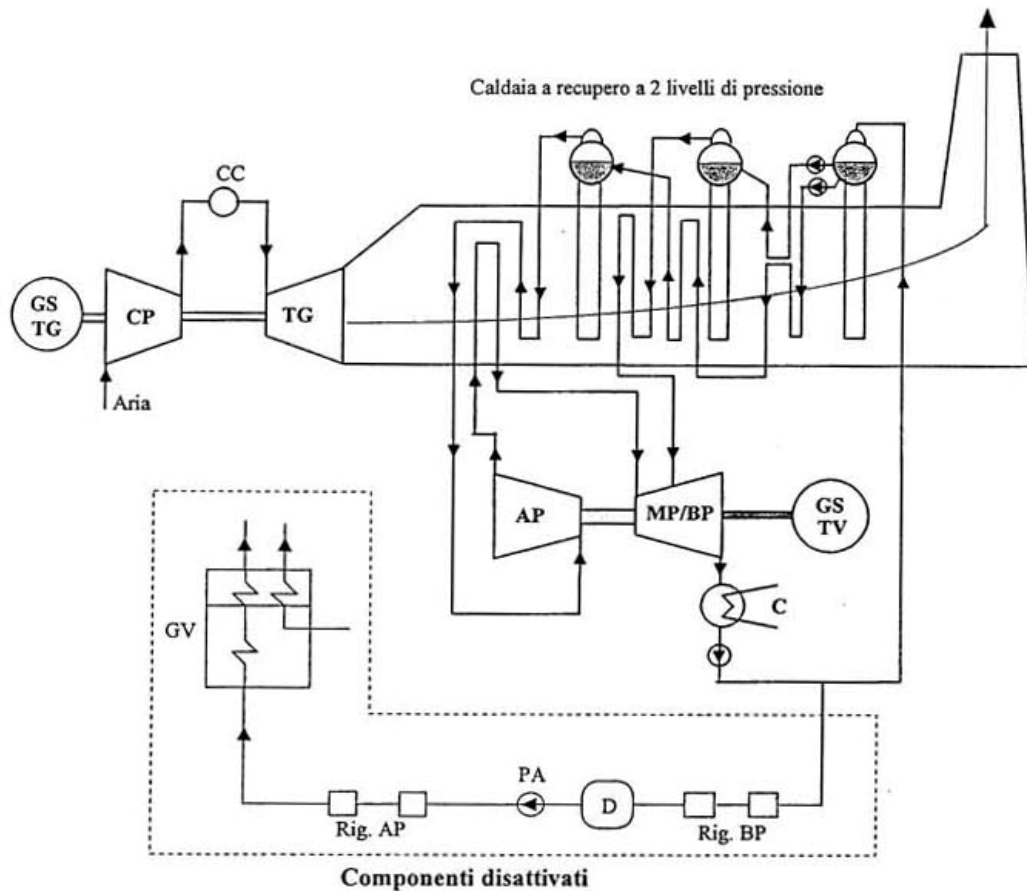


Figura 149 - Repowering mediante trasformazione completa in CC-GV.

In questo caso la caldaia e la catena di rigenerazione termica vengono disattivate e viene costruita una caldaia a recupero. Tuttavia occorre ridurre la portata di vapore immessa nel corpo di alta pressione, per avere nel corpo di bassa pressione la portata nominale;

In genere, per ogni turbina a vapore, sono dedicate due turbine a gas, con un incremento di potenza del 200%.

I rendimenti raggiungibili sono dell'ordine del 50 ÷ 52%.

Tale soluzione è proponibile per impianti a vapore con unità di potenza comprese tra 60 MW e 150 MW. Non è invece proponibile per i gruppi da 320 MW e 660 MW, per via dell'ingente consumo di gas naturale che ne conseguirebbe: per ogni gruppo da 660 MW occorrerebbero 1200 MW di turbine a gas ad esso dedicate.

6. Impianti elettrici di centrale

6.1. Generatori sincroni

6.1.1. Generalità

I generatori sincroni si distinguono in:

- **Turboalternatori:** hanno il rotore liscio con avvolgimenti a 2 o 4 poli;
- **Generatori a poli salienti:** hanno un numero elevato di poli, fino a 48;

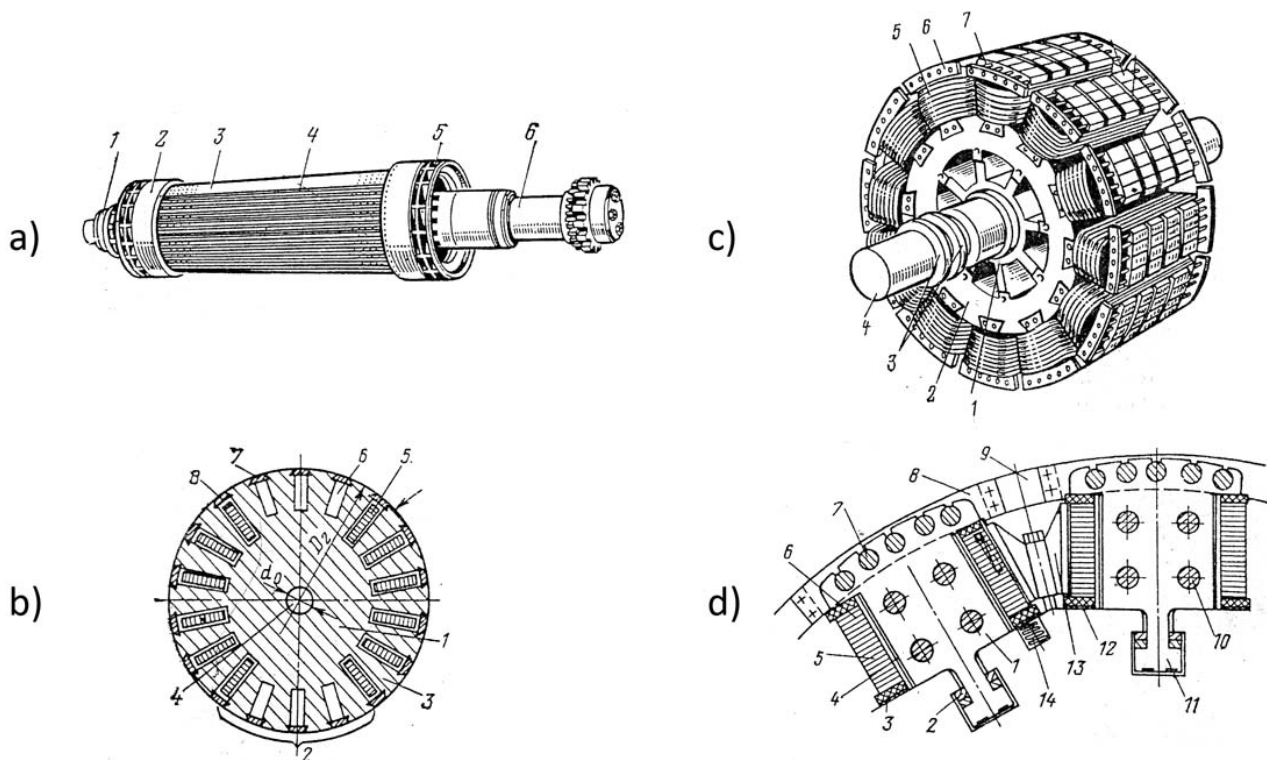


Figura 150 – Generatori sincroni. a) rotore di un turboalternatore; b) sezione di un rotore di un turboalternatore; c) rotore di un generatore a poli salienti; d) sezione delle espansioni polari di un rotore a poli salienti.

I primi vengono usati nelle centrali TEV e TG, i secondi nelle centrali idroelettriche. I turbogeneratori a 4 poli realizzano macchine di più grandi potenze e vengono utilizzate, ad esempio, nelle centrali nucleari.

Le **massime potenze** unitarie dei generatori sincroni dipendono da **tre limiti**:

- 1) Massime **dimensioni** della macchina, in particolare diametro al traferro D e lunghezza assale L ;
- 2) Sfruttamento dei materiali attivi quali il ferro di statore e di rotore, nonché degli avvolgimenti. Tali limiti sono strettamente legati alla temperatura massima sopportabile degli isolamenti e quindi al sistema di **raffreddamento** utilizzato;
- 3) Dalla **velocità** di rotazione.

La dipendenza dalle grandezze suddette può essere ottenuta scrivendo l'espressione della potenza apparente nominale della macchina:

$$N_n = \sqrt{3}V_n I_n$$

La tensione ai morsetti dipende dalla tensione indotta nella fase di statore da flusso al trapezio:

$$V_n \propto E_t = \frac{\omega}{\sqrt{2}} N \zeta \Phi_t$$

dove:

- N è il numero delle spire per fase;
- ζ è il fattore di avvolgimento;
- Φ_t è il flusso al traferro (armonica fondamentale).

Poiché risulta

$$\Phi_t = B_m \frac{\pi D L}{2p}$$

con p coppie polari e B_m induzione media al traferro. Inoltre, considerando che

$$\omega = 2\pi f = 2\pi \frac{np}{60}$$

si ottiene:

$$E_n \propto 4,44 \frac{np}{60} N \zeta B_m \frac{\pi D L}{2p} = \frac{4,44}{120} \pi N \zeta n B_m D L$$

La corrente nominale di statore I_n può essere espressa in funzione della densità lineare di corrente statorica σ_s :

$$\sigma_s = \frac{2N I_n}{\pi D} \rightarrow I_n = \frac{\pi D}{2N} \sigma_s$$

Le due espressioni di E_n e I_n introdotte nella espressione di N_n forniscono:

$$N_n = k_1 \frac{4,44}{120} \pi N \zeta n B_m D L \frac{\pi D}{2N} \sigma_s = \underbrace{\left(k_1 \frac{4,44 \pi^2}{120 \cdot 2} \zeta \right)}_K \sigma_s B_m n D^2 L$$

ossia definitivamente:

$$\boxed{N_n = K \sigma_s B_m n D^2 L}$$

6.1.1.1. Parametri caratteristici dei generatori sincroni

I parametri principali che caratterizzano un generatore sincrono sono:

- **Tensione nominale:** la tensione alla quale vengono fatte le prove, misurata in V efficaci concatenati. Questa tensione dipende essenzialmente dall'isolamento delle fasi di statore tra loro e tra loro e la terra. Per i turboalternatori sono maggiori di 20 kV. Per i generatori a poli salienti sono generalmente più basse, 13-15 kV;
- **Corrente nominale:** la corrente continuativa che il generatore può erogare ad un carico con un certo $\cos \varphi_n$ nominale. Questa corrente dipende anche lei dall'isolamento, in particolare dalla classe dell'isolamento per la massima temperatura che il conduttore può avere;
- **$\cos \varphi_n$:** influenza la massima potenza reattiva erogabile a tensione e potenza nominale;
- **Velocità nominale;**
- **Reattanze di macchina;**
- **Costante di inerzia:** $H = \frac{J \frac{1}{2} \left(\frac{\omega_n}{p} \right)^2}{P_n}$ [s]. Dipende dalle dimensioni dell'albero e le masse in rotazione (influenzano J).

6.1.2. Turboalternatori

Dalla espressione di N_n calcolata nel §6.1.1., si evince che per aumentare la potenza dei turbogeneratori è possibile:

1. **Aumentare le dimensioni geometriche** della macchina aumentando:

a) Il diametro D

I massimi diametri raggiungibili dipendono dalla forza centrifuga che causa sforzi unitari di tensione alla periferia del rotore proporzionali a:

$$\sigma_t \propto \omega^2 \frac{D}{2} \propto n^2 D$$

in cui generalmente $n = 3000 \div 3600 \text{ rpm}$ o $1500 \div 1800 \text{ rpm}$ rispettivamente per $p = 1$ o 2 .

Gli sforzi alla periferia del rotore devono essere minori di quelli ammissibili per gli acciai impiegati; generalmente sono accettate velocità periferiche di circa $150 \div 170 \text{ m/s}$, a cui corrispondono diametri di circa $1,1 \text{ m}$ e $2,2 \text{ m}$ rispettivamente per $p = 1$ e $p = 2$.

b) La lunghezza assiale del rotore

Definito D occorre mantenere il rapporto L/D a valori più piccolo di un limite inferiore fissato dalle velocità critiche flessionali (cfr. §6.1.2.1.).

Il rapporto D/L dei turboalternatori di grande potenza è compreso tra $0,11$ e $0,78$ (quest'ultimo valore per $p = 2$).

L'aumento della lunghezza assiale determina inoltre maggiori difficoltà di raffreddamento e maggiori dilatazioni termiche.

2. **Aumentare l'induzione al traferro, B_m , e/o della densità lineare di corrente statorica σ_s :**

La potenza unitaria dei generatori può anche essere incrementata aumentando l'induzione al traferro B_m e/o la densità lineare della corrente statorica σ . Tuttavia aumentare B_m e σ_s significa aumentare le perdite, infatti:

a) Al crescere di B_m crescono le perdite nel ferro statorico:

$$P_{fe} = K_i f B_m^{\frac{16}{2}} + K_p f^2 B_m^2$$

E, inoltre, per aumentare B_m occorre generare una maggiore $F.m.m.$ di rotore, ossia una maggiore i_{ecc} e quindi maggiori perdite per effetto Joule nell'avvolgimento di eccitazione. In generale l'induzione magnetica al traferro B_m è mantenuta entro 1 Wb/m^2 , valore che non determina la saturazione dei denti di statore.

b) Per aumentare σ_s occorre asportare maggiore calore prodotto dalle perdite Joule negli avvolgimenti statorici. I valori limite di σ_s e di J_r (densità superficiale di corrente di

rotore) dipendono quindi dal tipo di raffreddamento adottato per lo statore ed il rotore:

- I. Raffreddamento convenzionale o indiretto: il fluido refrigerante asporta calore lambendo le parti attive (rame e ferro) dall'esterno.
- II. Raffreddamento diretto: il fluido oltre a lambire il ferro statorico e rotorico è inviato all'interno di canali praticati negli avvolgimenti statorici e rotorici (conduttori cavi).

I fluidi refrigeranti utilizzati sono:

- i) Aria
- ii) Idrogeno
- iii) Acqua

L'aria viene utilizzata, in genere, a pressione atmosferica; l'idrogeno a pressione atmosferica o a pressioni comprese tra 2 e 5 kg/cm^2 .

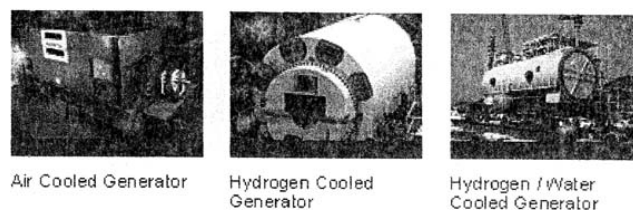
La potenza termica asportata da un fluido refrigerante in uno scambiatore di calore è pari a:

$$P_t = Q_v \rho C_p \Delta T$$

dove:

- Q_v è la portata volumetrica di flusso m^3/s ;
- ρ è la densità del fluido in kg/m^3 ;
- C_p è il calore specifico in $kJ/kg^\circ C$;
- ΔT è la variazione di temperatura del fluido nelle sezioni d'ingresso e uscita dello scambiatore;

Ne segue che a parità di portata volumetrica Q_v e di variazione ΔT di temperatura, la potenza termica asportata è tanto maggiore quanto maggiore è il prodotto $\rho \cdot C_p$ dei diversi fluidi refrigeranti utilizzati.






Cooling Method	Power Range (MVA)	Plant Usage
Air Cooled 	25-325	<input type="checkbox"/> Single- and Multi-Shaft Combined Cycle <input type="checkbox"/> Simple Cycle <input type="checkbox"/> Steam
Hydrogen Cooled 	200-1000	<input type="checkbox"/> Single- and Multi-Shaft Combined Cycle <input type="checkbox"/> Simple Cycle <input type="checkbox"/> Steam
H ₂ /H ₂ O Cooled 	450-2000	<input type="checkbox"/> Single-Shaft Combined Cycle <input type="checkbox"/> Steam

Figura 151 - Intervalli di potenza coperti dai vari tipi di raffreddamento e le usuali applicazioni.

All'aumentare delle taglie dei generatori sincroni si è passati attraverso le seguenti tecniche:

• **RAFFREDDAMENTO INDIRETTO E DIRETTO AD ARIA**

Le parti attive sono lambite esternamente da aria come rappresentato in figura. L'aria spinta dal ventilatore solidale al rotore, s'incanala:

- i) nel traferro, lambendo le testate dell'avvolgimento statorico e quindi nei canali radiali del pacco statorico raggiungendo le casse d'aria calda;
- ii) nella parte periferica dello statore;
- iii) nei canali radiali verso il rotore e quindi raggiunto il traferro percorre i canali radiali del pacco statorico verso le camere calde.

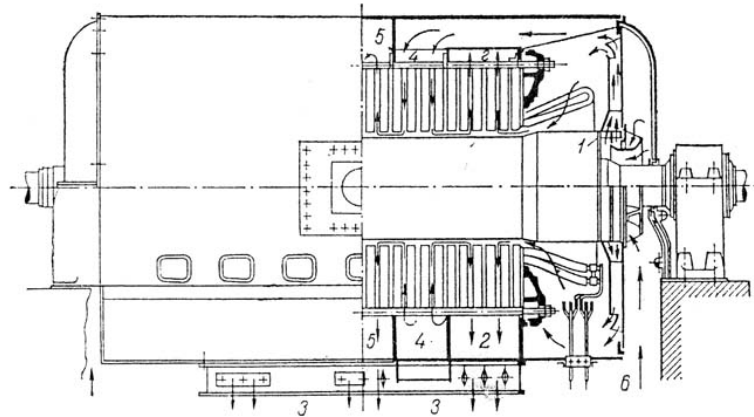


Figura 152 - Sistema di ventilazione ad aria di un turboalternatore.

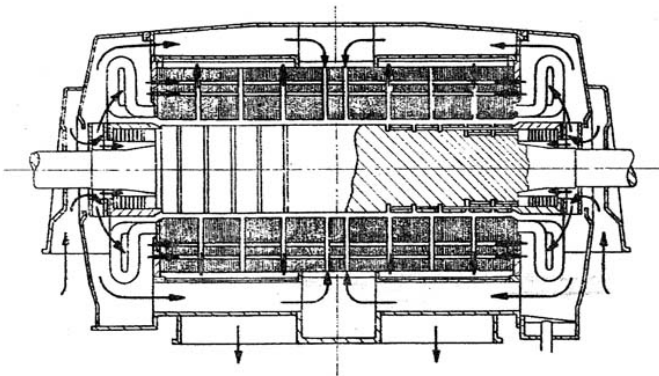


Figura 153 - Turboalternatore a ventilazione assiale radiale.

Il calore prodotto dal rotore, essenzialmente quello dovuto alle perdite per effetto Joule nell'avvolgimento di eccitazione, viene ceduto dalla superficie cilindrica del rotore e dai canali di ventilazione. La velocità dell'aria è somma di quella assiale impressa dal ventilatore e di quella radiale dovuta alla rotazione del rotore. Quando la superficie del rotore non è più sufficiente a smaltire il calore, si praticano canali di ventilazione interni al

rotore che lambiscono l'isolamento degli avvolgimenti (raffreddamento indiretto) oppure in canali interni ai conduttori (raffreddamento diretto):

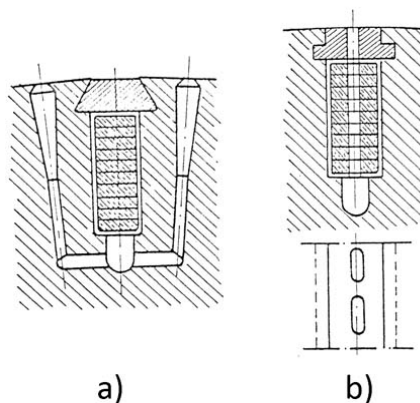


Figura 154 - a) canale di ventilazione assiale sotto i conduttori e i canali di ventilazione radiali;
b) canali assiali sotto i conduttori e radiali interni ai conduttori.

Le potenze raggiunte con il raffreddamento ad aria sono pari a 300 MVA con raffreddamento indiretto dell'avvolgimento di statore (radiale al pacco statorico) e radiale diretto dell'avvolgimento di rotore

• **RAFFREDDAMENTO AD IDROGENO**

L'idrogeno viene utilizzato a pressioni comprese tra 2 e 5 Kg/cm². L'H₂, ha una conducibilità termica superiore all'aria e una densità inferiore e ciò permette di contenere le perdite per ventilazione e di avere coefficienti di convezione maggiori. A questi vantaggi si affiancano tuttavia i seguenti svantaggi:

- 1) È necessario limitare le fughe di gas;
- 2) La cassa deve resistere alle eventuali esplosioni che si possono verificare se l'idrogeno, entrando in contatto con l'aria, genera miscele esplosive;
- 3) Per evitare che l'idrogeno venga a contatto con l'aria occorre utilizzare in fase di riempimento e di svuotamento del generatore gas inerti (CO₂ o N₂). Nella fase di svuotamento bisogna introdurre il gas inerte man mano che l'H₂ viene fatto uscire. Nella fase di riempimento occorre invece dapprima riempire la macchina con fluido inerte e successivamente inviare H₂.

Il raffreddamento ad idrogeno viene eseguito nei seguenti modi:

- a) indiretto di statore e rotore;
- b) statore indiretto e rotore diretto ($N_n \leq 400 \text{ MVA}$);
- c) statore diretto e rotore diretto ($N_n \leq 1000 \text{ MVA}$).

Il pacco statorico e rotorico viene raffreddato da canali radiali mentre i conduttori statorici e rotorici, nella refrigerazione diretta, sono dotati di canali interni:

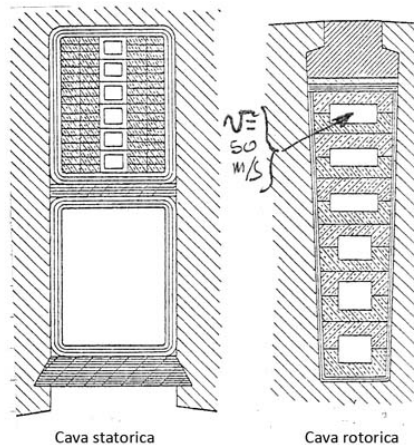


Figura 155 - Raffreddamento ad idrogeno dei conduttori statorici (sinistra) e rotorici (destra)

Nella figura sottostante è invece riportato lo schema di refrigerazione diretta degli avvolgimenti di statore e rotore con H₂:

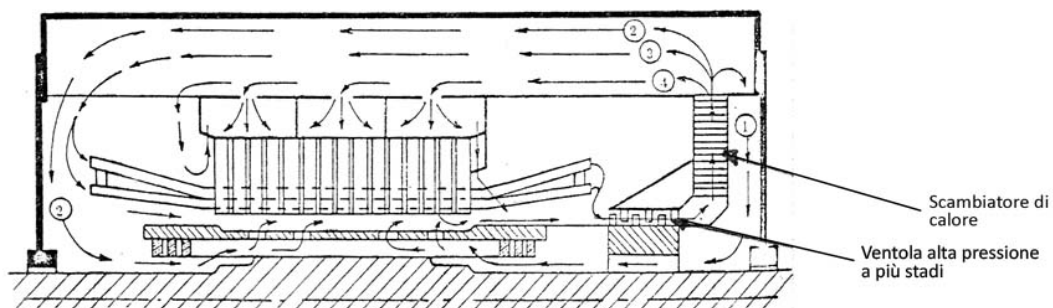


Figura 156 - Schema di refrigerazione diretta con H₂

- **RAFFREDDAMENTO AD ACQUA**

Per potenze unitarie superiori a 1000 MVA occorre utilizzare:

- raffreddamento diretto di rotore ad idrogeno;
- raffreddamento diretto di statore ad acqua.

L'acqua deve essere demineralizzata. Essa, presenta un coefficiente di convezione decisamente superiore sia all'idrogeno che all'aria. Ciò consente di ridurre le portate volumetriche di fluido refrigerante e minori superfici di scambio termico.

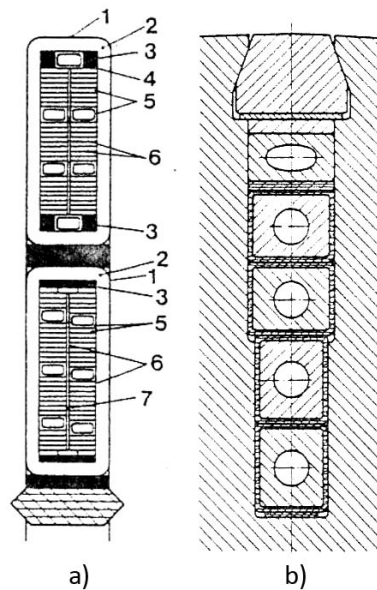


Figura 157 - a) Sezione di cava statorica con raffreddamento a liquido; b) sezione di cava rotorica con raffreddamento a liquido.

In figura sottostante è infine schematizzato un generatore (Siemens) che prevede:

- 1) il nucleo statorico raffreddato ad H_2
- 2) l'avvolgimento rotorico raffreddato direttamente ad H_2
- 3) gli avvolgimenti di statore raffreddati ad acqua direttamente.

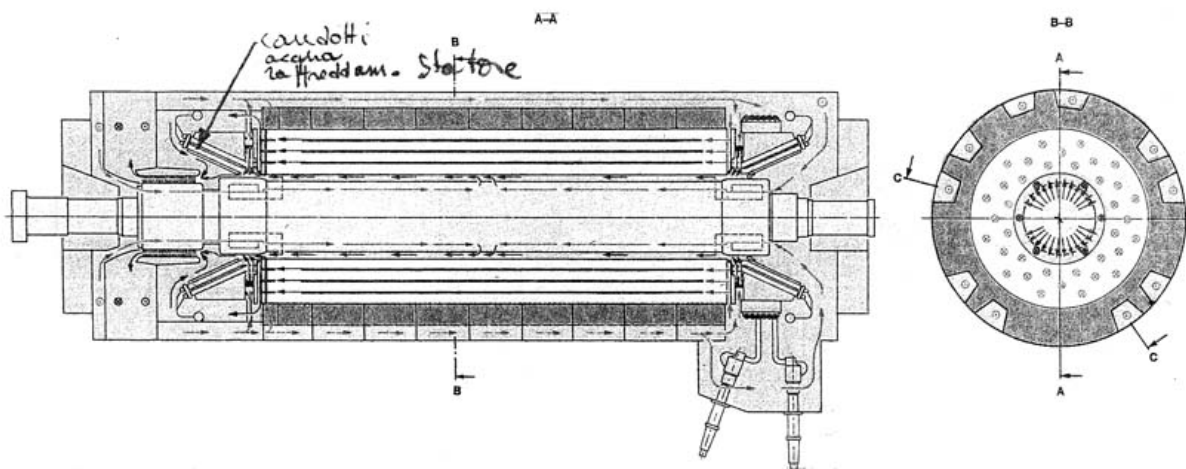


Figura 158 - Turbogeneratore Siemens raffreddato ad H_2/H_2O .

6.1.2.1. Velocità critiche flessionali dei rotori

I corpi rotorici dei turbogeneratori di grande potenza sono fusi in unico pezzo o in più blocchi saldati o fissati tramite tiranti centrali.

In fase di montaggio viene eseguita una equilibratura dinamica, tuttavia non è possibile escludere una eccentricità lungo l'asse. Inoltre i rotori delle macchine ad asse orizzontale sono soggetti ad inflettersi sotto il proprio peso, determinando una eccentricità. I rotori possono essere, infine, soggetti a sforzi elettrodinamici di attrazione tra i poli la cui risultante non è nulla a causa delle disomogeneità del traferro lungo il rotore stesso: nascono cioè delle forze pulsanti, di pulsazione pari alla velocità angolare del rotore. Se tale velocità coincide con la velocità propria del rotore si determina una risonanza con oscillazioni flessionali amplificate.

Per un turboalternatore, la velocità critica flessionale è inferiore a quella nominale (3000 rpm). In fase di avviamento e fermata, la velocità critica deve essere rapidamente superata.

Detta f la freccia dell'albero pari a:

$$f = \frac{5}{384} \frac{pl^4}{EJ}$$

Dove

- l è la distanza tra i cuscinetti di appoggio (lunghezza del rotore);
- p è il peso distribuito del rotore: $p = mg/l$, con m massa del rotore;
- E il modulo di Young;
- J il momento di inerzia: $J = \pi r^4/4$, con r raggio del rotore.

allora la velocità critica flessionale n_{cr} (con f in metri) è pari a:

$$n_{cr} = \frac{30}{\sqrt{f}} \quad [rpm]$$

Dimostrazione

Si consideri un rotore di massa m appoggiato su due cuscinetti, approssimabile cioè ad una trave appoggiata su due cerniere a distanza l . Per tale rotore si può scrivere l'equazione del moto lungo l'asse y del baricentro come:

$$m \frac{d^2y}{dt^2} - ky = 0$$

Dove ky sono le sole forze elastiche di reazione. La pulsazione critica di un sistema siffatto (massa-molla) è pari a

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Il coefficiente k è pari alla forza che determina lo spostamento unitario (costante elastica). Una trave soggetta al proprio peso si inflette secondo la seguente:

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = - \frac{M(x)}{EJ}$$

Dove $M(x)$ è il momento di inerzia che, per una trave appoggiata, è calcolabile come:

$$M(x) = \frac{p}{2}x^2 - \frac{pl}{2}x$$

Risolvendo l'equazione differenziale si ha

$$y(x) = - \left(\frac{px^4}{24} - \frac{plx^3}{2 \cdot 6} \right) \frac{1}{EJ} + C_1x + C_2$$

Le costanti C_1 e C_2 si valutano imponendo le condizioni al contorno

$$x = 0 \rightarrow y = 0 \quad e \quad x = l \rightarrow y = 0$$

Ne risulta

$$C_1 = - \frac{pl^3}{24EJ} \quad C_2 = 0$$

In conclusione si ha

$$y(x) = - \frac{p}{24EJ}x^4 + \frac{pl}{12EJ}x^3 - \frac{pl^3}{24EJ}x$$

La freccia valutata per $x = l/2$ vale

$$y(l/2) = \frac{5}{384} \frac{pl^4}{EJ}$$

Lo spostamento unitario ($y = 1$) si ha per una forza applicata pl pari a

$$\frac{pl}{y} = \frac{384 EJ}{5 l^3} = k$$

Introducendo il valore di k nell'espressione della pulsazione critica si ha:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{pl}{ym}} = \sqrt{\frac{mgl}{ylm}} = \sqrt{\frac{g}{y}} = n_{cr} \frac{2\pi}{60}$$

Da cui, infine:

$$n_{cr} = \frac{\sqrt{9,81}}{y} \cdot \frac{60}{2\pi} = \frac{29,9}{\sqrt{y}} \quad c. v. d.$$

6.1.3. Generatori a poli salienti

Vengono accoppiati alle turbine idrauliche e dato il loro basso numero di giri al minuto, sono realizzati con rotor a poli salienti per ottenere tensioni statoriche a 50 Hz. Laddove siano disponibili elevate portate, la tendenza è quella di realizzare gruppi turbina – generatore di elevata potenza che permettono di ottenere maggiori rendimenti e minori costi specifici.

La possibilità di aumentare la potenza dei generatori accoppiati a turbine idrauliche di una centrale si basa sul fatto che sono da ritenersi costanti l'altezza utile H e, se non si vuole cambiare tipo di turbina, il numero di giri specifico n_s . Dal momento che:

$$n_s = n \frac{P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \rightarrow n = \frac{n_s H^{\frac{5}{4}}}{P^{\frac{1}{2}}}$$

È evidente che se P aumenta deve diminuire la velocità di rotazione n del gruppo. Ciò comporta un aumento del diametro della turbina, da una parte, ed un aumento del numero dei poli del generatore sincrono dall'altra. Infatti per la costanza della frequenza di rete occorre che sia:

$$f = \frac{np}{60}$$

che il numero delle coppie polari aumenti. Per poter aumentare la potenza prodotta dal generatore occorre pertanto aumentare ($P = K \sigma_s B_m n D^2 L$):

- il diametro D del rotore;
- la lunghezza del rotore L ;
- lo sfruttamento dei materiali: σ_s e B_m .

- **PROBLEMI DI RAFFREDDAMENTO**

L'aumento della lunghezza assiale L delle macchine trova limitazione a causa delle difficoltà di raffreddamento delle parti centrali della macchina, soprattutto quelle raffreddate ad aria. D'altra parte l'effetto autoventilante prodotto dal rotore stesso dipende dalla velocità periferica v e quindi, ad un dato numero di giri n , dal diametro del rotore. Ne segue che, in genere, il rapporto tra L ed il passo polare ($\pi D/2P$) è compreso tra 3 ÷ 4 (macchine raffreddate ad aria).

- **PROBLEMI MECCANICI**

Per uno stesso tipo di raffreddamento della macchina, per aumentare la potenza del generatore se ne aumenta il diametro. Tale aumento si può andare avanti fino al raggiungimento:

- della massima velocità periferica consentita ($\sim 150 \text{ m/s}$);
- della resistenza dei materiali e dal tipo di costruzione del rotore.

Per generatori a velocità elevate $n > 600 \text{ g/m}$ il rotore viene costruito forgiato massiccio con l'albero. Il limite di resistenza dei materiali riguarda, in tal caso, i poli.

Per velocità comprese tra 600 e 400 g/m i rotori sono costituiti da dischi ottenuti per alesaggio. Al diminuire della velocità si fa crescere il diametro del disco finché non si raggiunge il valore massimo del diametro che può essere ottenuto per alesaggio.

Per velocità inferiori a 400 g/m non potendo aumentare il diametro dei dischi, diminuendo la velocità n diminuisce la potenza limite del generatore (fino a $n = 300$).

Per velocità inferiori a $\sim 300 g/m$ essendo la velocità periferica bassa, e quindi gli sforzi centrifughi ridotti, il rotore può essere costruito con razze, corone e poli collegati alle corone. Si può allora far crescere di nuovo il diametro al diminuire di n e quindi aumentare rapidamente la potenza della macchina.

Tale aumento si arresta al limite di massimo diametro ottenibile (15 – 16 m).

Per velocità inferiori a tale limite la potenza delle macchine decresce. In figura seguente è riportato l'andamento di P in funzione di n considerando i limiti citati.

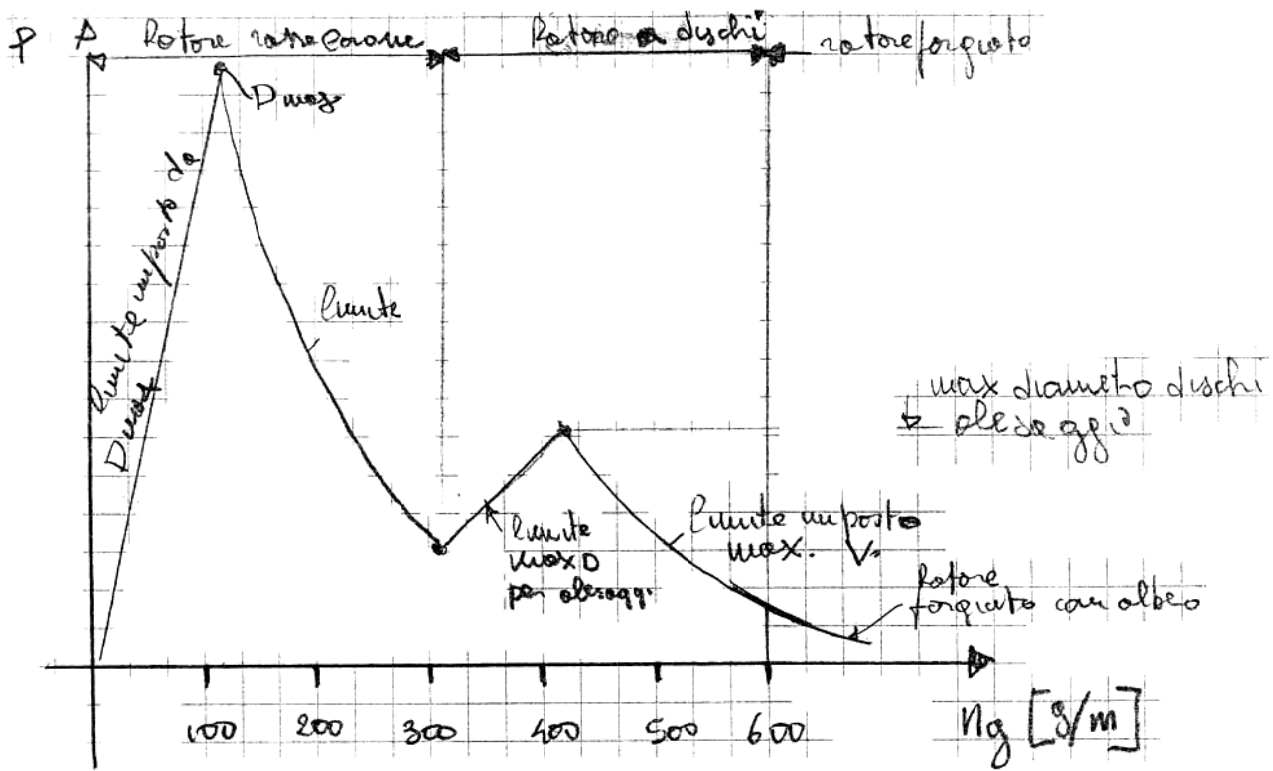


Figura 159 - Andamento di P in funzione di n nei generatori a poli salienti

6.1.3.1. Aumento dello sfruttamento dei materiali

Per aumentare la potenza limite dei generatori a poli salienti si può aumentare la densità lineare di corrente di statore, σ_s , e la densità di corrente rotorica, J_r , asportando le maggiori perdite mediante acqua demineralizzata che scorre nei conduttori statorici e rotorici. Ciò permette di avere costruzioni sia statoriche che rotoriche più compatte. Infatti non è più necessario dotare il polo di adeguata superficie disperdente, in quanto il calore viene asportato dai canali d'acqua.

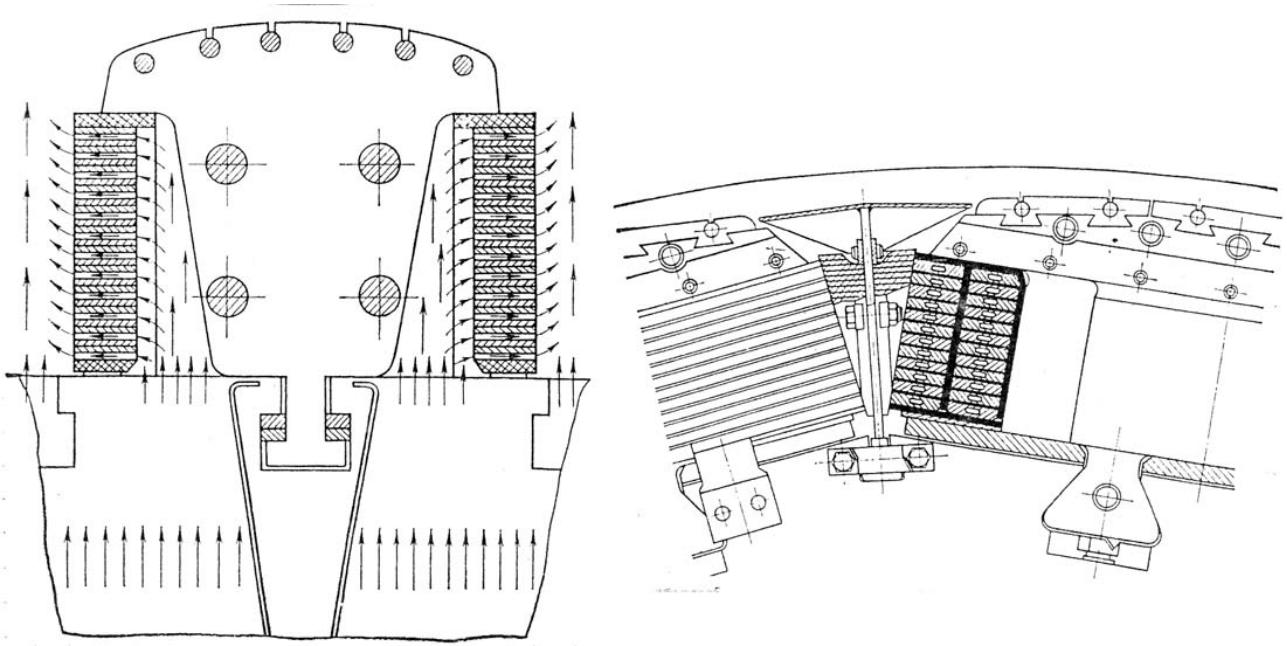


Figura 160 - Espansioni polari nel caso di raffreddamento ad aria (a sinistra) e ad acqua (a destra).

6.1.4. Corti circuiti in prossimità dei generatori

Quando si verifica un cto cto ai morsetti di un generatore sincrono o lato rete AT, la corrente transitoria di cto cto contribuita dal generatore è causa di fenomeni indesiderati nel generatore stesso quali:

- Sforzi elettrodinamici;
- Riscaldamento degli avvolgimenti;
- Coppie transitorie applicate al rotore.

6.1.4.1. Riscaldamento degli avvolgimenti

Data la rapidità con cui viene eliminato il cto cto, il riscaldamento dei conduttori può ritenersi adiabatico: tutto il calore dissipato per effetto Joule va ad aumentare la temperatura del conduttore:

$$\underbrace{\int_0^{t_i} i^2(t) dt}_A = \int_{T_0}^{T_{max}} C_p S \rho \frac{dT}{r_{20} [1 + \alpha(T - 20)]}$$

Nota l'andamento di $i(t)$ è possibile calcolare A per cui risulta:

$$A \frac{r_{20} \alpha}{C_p s \rho} = \ln \frac{1 + \alpha(T_{max} - 20)}{1 + \alpha(T_0 - 20)}$$

da cui si può ricavare la temperatura massima T_{max} .

6.1.4.2. Coppie transitorie

Il calcolo delle coppie transitorie può essere eseguito in prima approssimazione considerando la corrente sub transitoria di cto cto, e valutando quindi la potenza elettromagnetica istantanea:

$$P_i(t) = e_1(t)i_1(t) + e_2(t)i_2(t) + e_3(t)i_3(t)$$

E, quindi:

$$C_i = \frac{P}{\Omega_0}$$

Dove Ω_0 è la velocità angolare del rotore a regime (nei primi ms dal cto cto, la velocità rimane pressoché costante). Si distinguono, nel seguito, corti circuiti bifase e trifase.

Cto cto bifase ai morsetti 1-2

Dal momento che $i_3 = 0$ e $i_1 = -i_2$ la potenza istantanea può essere scritta come

$$P_i = [e_1(t) - e_2(t)]i_1(t)$$

Dato che risulta

$$e_1(t) - e_2(t) = \sqrt{3}\sqrt{2}E_d'' \sin \omega t$$

E

$$i_1(t) = \sqrt{3} \frac{\sqrt{2}E_d''}{\underbrace{X_d'' + X_i}_{\cong 2X_d''}} [1 - \cos \omega t] = \sqrt{3} \frac{\sqrt{2}E_d''}{2X_d''} [1 - \cos \omega t]$$

Nel calcolo della corrente di cto cto bifase si è considerato il regime sub transitorio (da cui l'utilizzo delle grandezze subsincrone) e la costante di tempo $\tau = L''/R_s$ di statore per la valutazione della componente unidirezionale pari ad ∞ , ovvero $R_s = 0$. Si è, inoltre, supposto che il cto cto bifase avvenga nell'istante in cui la tensione concatenata passa per lo zero (ciò comporta la nascita della massima componente unidirezionale nella corrente di statore).

La potenza istantanea risulta, in definitiva:

$$P_i = 3 \frac{E_d''^2}{X_d''} \left[\sin \omega t - \frac{1}{2} \sin 2\omega t \right]$$

Uguagliando la derivata dP_i/dt a zero si trova che si ha un massimo per

$$\omega t|_{P_{i,max}} = \frac{2}{3}\pi \rightarrow t|_{P_{i,max}} = 0,0067 \text{ s}$$

La potenza istantanea in p.u. della potenza nominale $P_n = 3E_n I_n$ è pari a

$$\dot{P}_i = \frac{\dot{E}_d''^2}{\dot{X}_d''} \left[\sin \omega t - \frac{1}{2} \sin 2\omega t \right]$$

La coppia massima in p.u. è pari, infine, a

$$\dot{C}_{max} = 1,30 \frac{\dot{E}_d''^2}{\dot{X}_d''}$$

Assumendo come $\dot{X}_d'' = 0,2$ e $\dot{E}_d'' = 1$ si trova

$$\dot{C}_{max} = 6,5 \text{ p.u.}$$

Cto cto trifase

Nel caso in cui il cto cto sia trifase, sempre nelle ipotesi precedenti, le tre correnti valgono:

$$\begin{cases} i_1(t) = \frac{\sqrt{2}E_d''}{X_d''} \left[\sin(\omega t - \varphi) + e^{-\frac{t}{\tau}} \sin \varphi \right] \\ i_2(t) = \frac{\sqrt{2}E_d''}{X_d''} \left[\sin\left(\omega t - \varphi + \frac{4}{3}\pi\right) + e^{-\frac{t}{\tau}} \sin\left(\varphi + \frac{4}{3}\pi\right) \right] \\ i_3(t) = \frac{\sqrt{2}E_d''}{X_d''} \left[\sin\left(\omega t - \varphi + \frac{2}{3}\pi\right) + e^{-\frac{t}{\tau}} \sin\left(\varphi + \frac{2}{3}\pi\right) \right] \end{cases}$$

Dal momento che $\tau = \infty$ segue che $e^{-\frac{t}{\tau}} = 1$:

$$\begin{cases} i_1(t) = \frac{\sqrt{2}E_d''}{X_d''} [1 - \cos \omega t] \\ i_2(t) = \frac{\sqrt{2}E_d''}{X_d''} \left[-\frac{1}{2} - \cos\left(\omega t + \frac{4}{3}\pi\right) \right] \\ i_3(t) = \frac{\sqrt{2}E_d''}{X_d''} \left[-\frac{1}{2} - \cos\left(\omega t + \frac{2}{3}\pi\right) \right] \end{cases}$$

Da cui la potenza istantanea è pari a

$$\begin{aligned} P_i(t) &= \sqrt{2}E_d'' \cdot \frac{\sqrt{2}E_d''}{X_d''} \left\{ \sin \omega t (1 - \cos \omega t) + \sin\left(\omega t + \frac{4}{3}\pi\right) \left[-\frac{1}{2} - \cos\left(\omega t + \frac{4}{3}\pi\right) \right] \right. \\ &\quad \left. + \sin\left(\omega t + \frac{2}{3}\pi\right) \left[-\frac{1}{2} - \cos\left(\omega t + \frac{2}{3}\pi\right) \right] \right\} = \\ &= P_i(t) = \frac{2E_d''^2}{X_d''} \left\{ \sin \omega t - \frac{1}{2} \left[\sin\left(\omega t + \frac{4}{3}\pi\right) + \sin\left(\omega t + \frac{2}{3}\pi\right) \right] \right. \\ &\quad - \left[\sin \omega t \cdot \cos \omega t + \sin\left(\omega t + \frac{4}{3}\pi\right) \cos\left(\omega t + \frac{4}{3}\pi\right) \right. \\ &\quad \left. \left. + \sin\left(\omega t + \frac{2}{3}\pi\right) \cos\left(\omega t + \frac{2}{3}\pi\right) \right] \right\} \end{aligned}$$

Il secondo termine tra parentesi quadre è sempre nullo. Dopo opportune semplificazioni si arriva a

$$P_i(t) = \frac{2E_d''^2}{X_d''} \sin \omega t \quad \rightarrow \quad \dot{P}_i(t) = \frac{\dot{E}_d''^2}{\dot{X}_d''} \sin \omega t$$

Da cui

$$\dot{C}_{max} = \frac{\dot{E}_d''^2}{\dot{X}_d''}$$

Con gli stessi parametri di prima risulta $\dot{C}_{max} = 5,4 \text{ p.u.}$

6.1.5. La reattanza delle macchine sincrone

Lo studio delle macchine elettriche sincrone soggette ad un sistema trifase simmetrico diretto di correnti porta alla definizione delle reattanza sincrone secondo l'asse diretto ed in quadratura:

$$X_{sd} = X_{\sigma} + X_{rd}$$

$$X_{sq} = X_{\sigma} + X_{rq}$$

Dove

- X_{σ} è la reattanza di dispersione della fase di statore
- X_{rd} e X_{rq} sono le reattanze di reazione secondo gli assi diretto e in quadratura.

La reattanza X_{rd} è pari a:

$$X_{rd} = \omega L_{rd} = 2\pi f L_{rd} = 2\pi f \frac{3\mu_0 K_0 DL \zeta^2 N^2}{4 K_c K_{\mu} \delta p^2} K_d$$

Dove

- f è la frequenza;
- K_0 è il fattore di forma;
- K_c è il fattore che tiene conto del fatto che le cave hanno un'altezza finita;
- K_{μ} è il fattore che tiene conto della saturazione;
- D è il diametro al traferro;
- L è la lunghezza assiale della macchina;
- δ è lo spessore del traferro;
- ζ è il fattore di avvolgimento
- p è il numero di coppie polari;
- N è il numero di spire per fase;
- K_d è il coefficiente di forma del campo secondo l'asse diretto.

La diminuzione delle reattanze di macchina di potenza apparente N_n può essere ottenuta:

- 1) Aumentando il valore dell'induzione dal traferro. Infatti, dato che

$$N_n = K\sigma B_m nD^2L$$

Aumentando B_m , a parità di N_n , si possono ridurre le dimensioni D e L e quindi la reattanza X_{rd} . Tuttavia il campo al traferro non può essere aumentato per evitare la saturazione dei denti di statore.

- 2) Diminuendo la densità lineare di corrente

$$\sigma = \frac{2NI}{\pi D}$$

Diminuendo, ad esempio, il numero di spire. In tal modo, però, per mantenere costante la potenza N_n , bisogna aumentare le dimensioni geometriche. Tuttavia, complessivamente l'operazione porta ad una riduzione della reattanza, infatti, ad esempio, se si diminuisce del 20% il numero di spire è necessario aumentare il prodotto DL del 25%, ma la reattanza complessiva diminuisce del 20%. L'aumento di dimensioni della macchina, tuttavia, significa maggiori volume e maggiori costi.

- 3) Aumentare lo spessore del traferro. L'aumento di δ , tuttavia, richiede una maggiore $F.m.m.$ di rotore per generare il voluto B_m , ossia avvolgimenti di rotore più grandi e maggiori perdite per effetto Joule nel rotore.

Da quanto visto nei punti precedenti risulta evidente che il modo più efficace di modificare la reattanza delle macchine è agire sulla densità lineare di corrente.

Anche se è vero che a determinare le reattanze X_{sd} e X_{sq} contribuiscono anche le reattanze di dispersione X_σ , queste sono una piccola percentuale delle reattanze sincrone, pertanto non si usa cercare di ridurla agendo sul circuito magnetico, in quanto è già molto piccola.

6.2. Sistemi di protezione dei gruppi di centrale

6.2.1. Generalità del sistema protettivo

Un sistema di protezione deve essere in grado di mettere il più rapidamente possibile fuori servizio il solo componente guasto, fornendo le opportune segnalazioni. Inoltre, deve segnalare i funzionamenti anomali non gravi e intervenire direttamente per gravi anomalie (e.g. eccessivo sovraccarico).

I requisiti che caratterizzano la **qualità di un sistema** di protezione sono:

1. **Selettività**: capacità del sistema di protezione di porre fuori tensione esclusivamente il componente dell'impianto affetto da guasto.
2. **Rapidità**: velocità con cui i relè del sistema rilevano il guasto. I relè devono essere più rapidi possibile, tuttavia esiste un ritardo minimo di intervento proprio di ciascun relè. Questo ritardo è piccolo (10-20 ms) nei relè elettronici, un po' più elevato (50 ms) per i relè elettromeccanici. Se un relè interviene con il tempo proprio, senza ritardi intenzionali, viene chiamato **istantaneo**.
3. **Sicurezza**: i relè devono poter intervenire allo stesso modo e correttamente indipendentemente dalle condizioni e configurazioni di esercizio dell'impianto, senza che siano necessarie modifiche alla taratura.
4. **Sensibilità**: è il valore minimo della grandezza controllata che può essere rilevato dal relè.
5. **Affidabilità**: il sistema di protezione deve intervenire in presenza di guasti o anomalie, mentre non deve intervenire erroneamente durante il normale esercizio. Nel concetto di affidabilità si distinguono i seguenti aspetti:
 - **Proprietà di intervenire**: definita come la probabilità che un sistema di protezione intervenga quando è chiamato ad intervenire;
 - **Stabilità**: definita come la probabilità che un sistema di protezione non intervenga quando non è chiamato ad intervenire.

Il sistema di protezione si articola tipicamente in tre livelli:

- **Protezione principale**: è la protezione chiamata ad intervenire in caso di guasto;
- **Protezione di riserva**: interviene in caso di mancato intervento della protezione principale:
 - **A distanza**: ritardata;
 - **Locale**: tempo di intervento pari a quella della protezione principale;
- **Protezione di scorta**: è la protezione disponibile in impianto per la sostituzione di protezioni in manutenzione o riparazione.

I dispositivi atti a rilevare guasti o condizioni anomale di esercizio sono i **relè**, che sono dei dispositivi "intelligenti" installati a guardia dei componenti dell'impianto (macchine, linee, cavi, ecc..) e che possono comandare la manovra degli interruttori.

6.2.1.1. Dati statistici sui guasti del sistema di protezione.

Componente	% di guasto
Relè	42%
Interruttori e circuiti di scatto	26%
Cavetterie e circuiti in c.a.	6,2%
Circuiti in c.c.	4,9%
TA	4,9%
TV	3,8%
Relè ausiliari, contatti e morsett.	2,6%
Batterie	1%
Varie ed ignote	8,6%

6.2.1.2. Tempo di eliminazione del guasto

Per tempo di eliminazione del guasto si intende il tempo che intercorre tra il momento in cui avviene il guasto e l'istante in cui viene interrotta la corrente di guasto. Il tempo di eliminazione del guasto t_e può pertanto essere espresso come:

$$t_e = t_p + t_i$$

Dove

- t_p è il tempo di intervento della protezione. Il tempo base è di $20 \div 40 \text{ ms}$ e cui va aggiunto un eventuale ritardo intenzionale;
- t_i è il tempo di estinzione dell'arco nell'interruttore ($40 \div 100 \text{ ms}$).

6.2.2. Principio di sovrapposizione delle aree protette

Per scegliere il luogo di installazione dei TA, è necessario fare alcune considerazioni. Si consideri, ad esempio, la seguente disposizione:

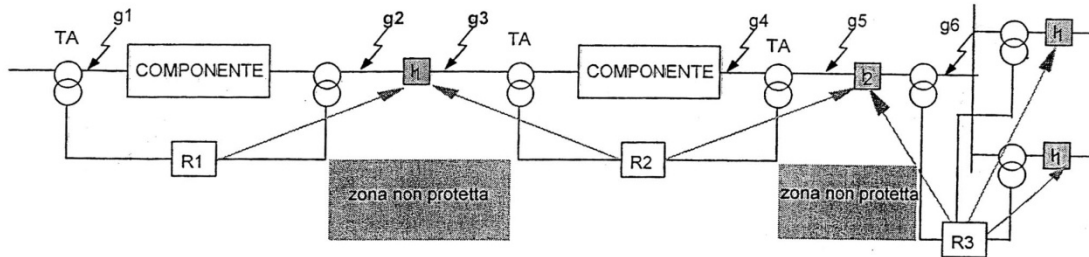


Figura 161 - Disposizione erranea dei TA.

In questo caso **si ha intervento** per guasti compresi tra i due TA che alimentano uno stesso relè (g1, g4 e g6). **Non si ha intervento** nei punti esterni (g2, g3 e g5).

Si consideri ora la seguente disposizione

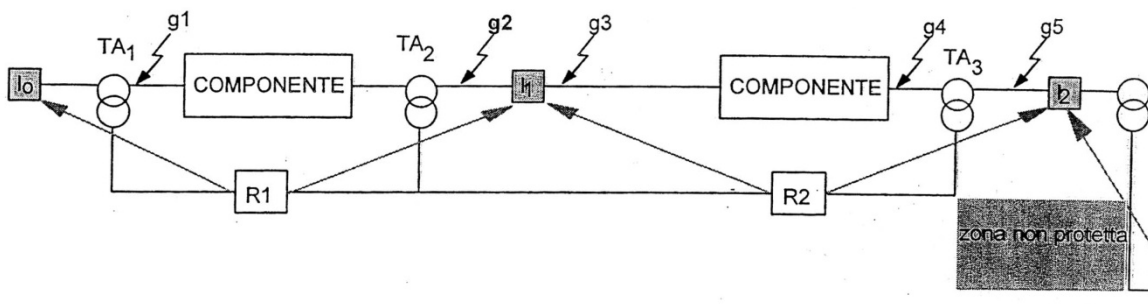


Figura 162 - Disposizione erranea dei TA.

In questo caso **si ha intervento** dell'interruttore I_1 per tutti i guasti compresi TA_1 e TA_3 . Tuttavia **non si ha intervento** per guasto in g2, in quanto l'interruttore I_0 non viene aperto e, pertanto, la corrente di guasto continua a fluire attraverso di esso.

La disposizione corretta dei TA segue il criterio di sovrapposizione delle aree protette, rappresentato in figura:

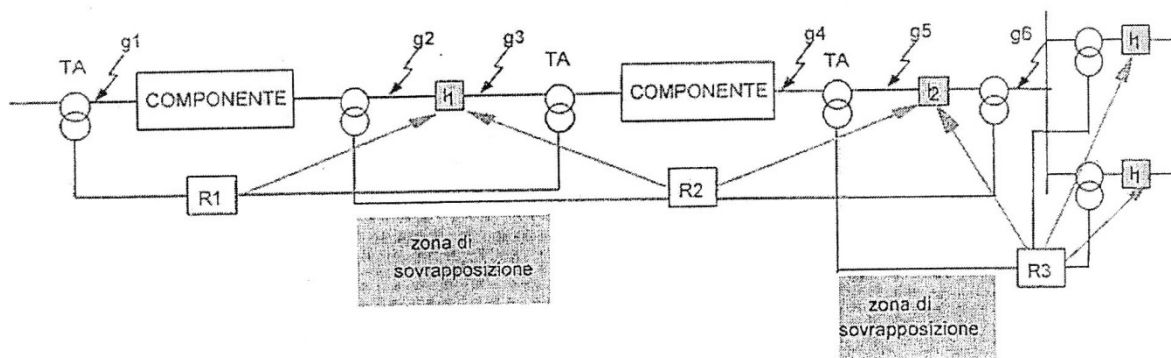


Figura 163 - Disposizione corretta dei TA.

Ogni interruttore ha due TA adiacenti che vanno ciascuno ai due relè più lontani. Per guasti in g2 e g3, l'interruttore I_1 è comandato sia da R1 che da R2. R2 comanda correttamente anche I_2 .

6.2.3. Sistema di protezione dei gruppi di grande e media potenza

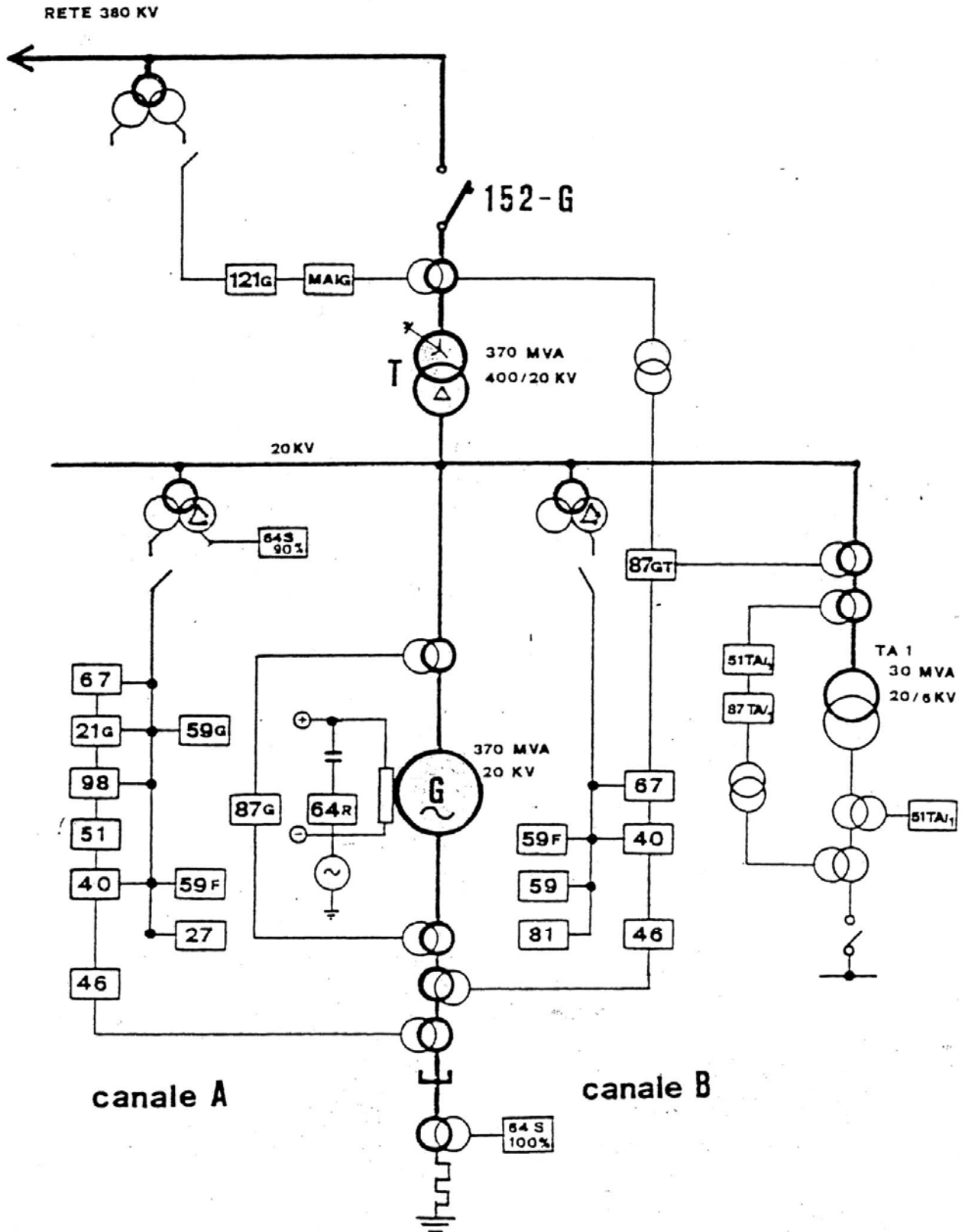


Figura 164 - Sistema di protezione per un gruppo di grossa potenza.

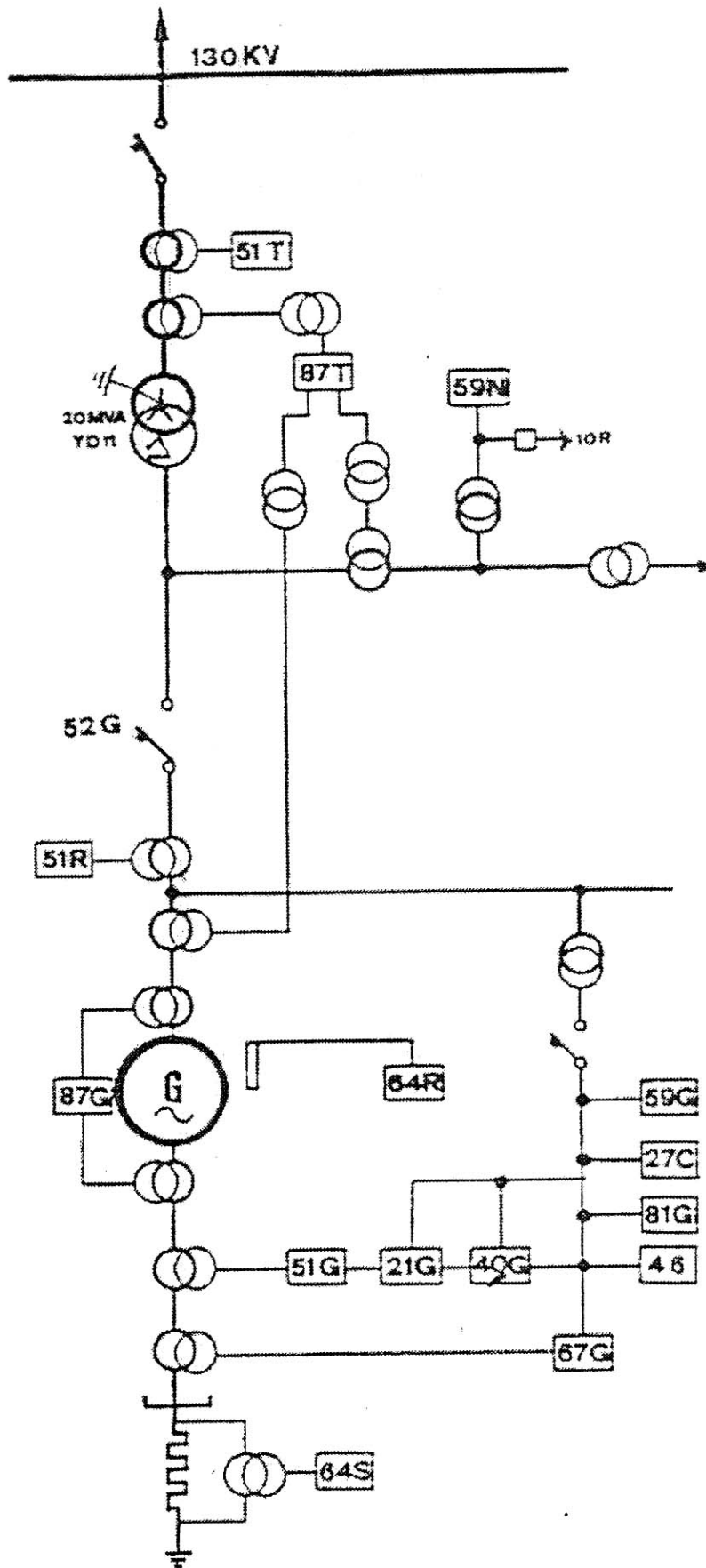


Figura 165 - Sistemi di protezione per gruppi di media potenza.

Nei sistemi di protezione per gruppi di grossa potenza, alcune protezioni vengono ridondate su due canali.

Si distinguono:

- Protezione contro i guasti interni:
 - Differenziale 87
 - Massima corrente 51
 - Minima impedenza 21
 - Terra statorica 64S (90% e 100%)
 - Cto cto tra spire di una stessa fase
- Protezione contro i guasti esterni:
 - Massima corrente 51
 - Distanziometrica 121
- Protezione da funzionamenti anomali:
 - Massima tensione 59
 - Massimo flusso 59F
 - Perdita di campo 40
 - Minima tensione 27
 - Minima frequenza 81
 - Massima frequenza
 - Carichi squilibrati
 - Ritorno di energia 67
 - Perdita di passo

I guasti interni e taluni funzionamenti anomali e guasti esterni devono portare al **blocco della macchina**. Il blocco della macchina, comandato dai sistemi di protezione, viene eseguito tramite un apposito relè che esplica le seguenti funzioni:

1. Apre l'interruttore di macchina;
2. Apre l'interruttore di campo del generatore e mette in cto cto l'avvolgimento di campo (a volte comanda la contro eccitazione);
3. Agisce sul distributore di turbina;
4. Attiva i raffreddamenti ausiliari;
5. Emette l'allarme di blocco macchina.

Per i guasti esterni, invece, i sistemi di protezione distaccano il generatore tramite l'interruttore di macchina, ma mantengono il gruppo pronto a riprendere il parallelo.

6.2.4. Protezioni

6.2.4.1. Protezione differenziale di sbarra

La protezione differenziale di sbarra si occupa di aprire tutti gli interruttori che afferiscono ad una determinata sbarra in caso di guasto sulla sbarra stessa. Al relè di protezione differenziale pervengono le misure di corrente dai TA posti a monte di ciascun interruttore di montante. Il relè viene tarato in modo da aprire quando la somma dei segnali provenienti dai vari TA supera una soglia minima di intervento.

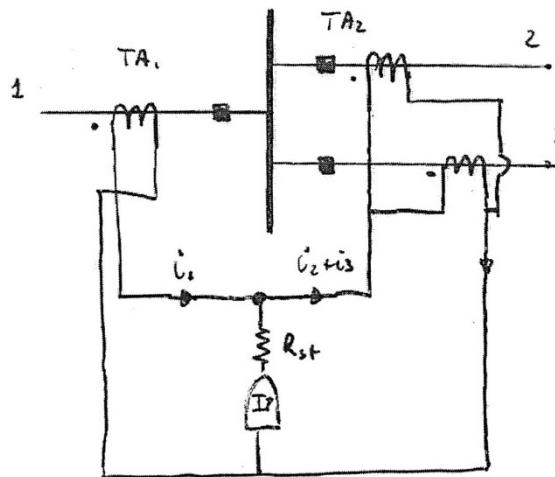


Figura 166 - Protezione differenziale di sbarra.

6.2.4.2. Protezione differenziale (87G e 87GT)

La protezione differenziale del generatore serve a rilevare i guasti plurifase negli avvolgimenti:

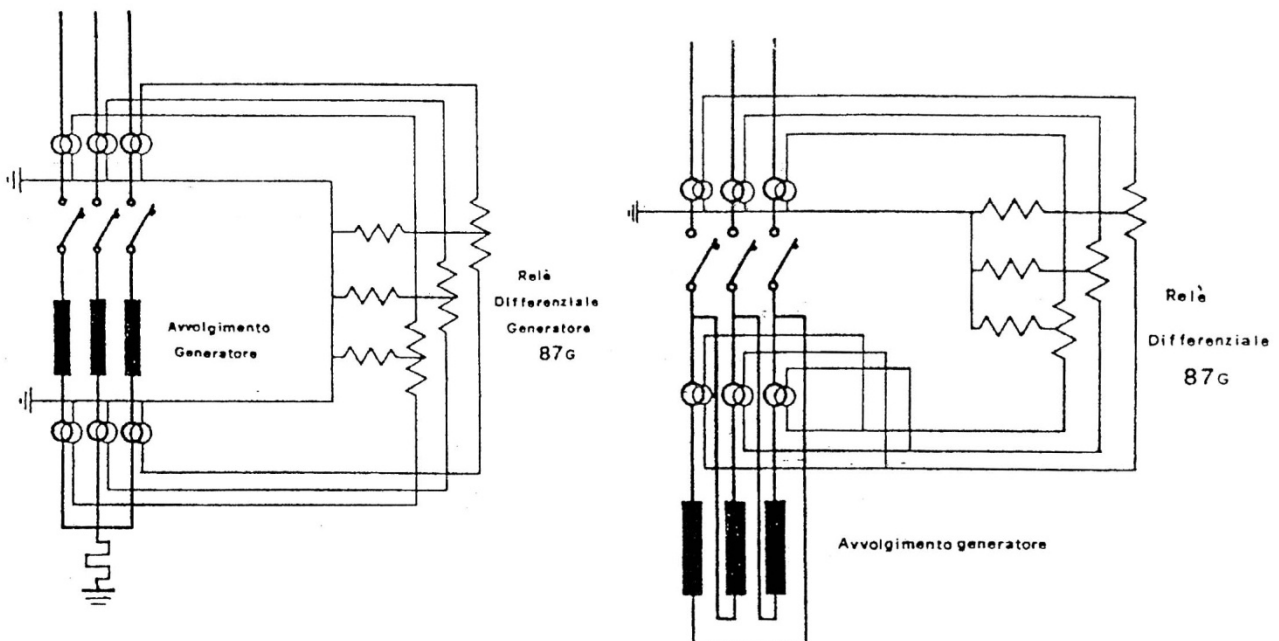


Figura 167 - Protezione differenziale del generatore.

Se l'avvolgimento del generatore è a triangolo, i TA vengono anch'essi connessi a triangolo, per compensare lo sfasamento tra le correnti di linea e le correnti di fase.

Oltre al relè differenziale sul generatore, in genere, viene installato una protezione differenziale totale (87GT), che comprende anche il trasformatore elevatore e adatta a proteggere dai guasti interni che si verificano tra il centro stella del generatore e i morsetti AT del trasformatore:

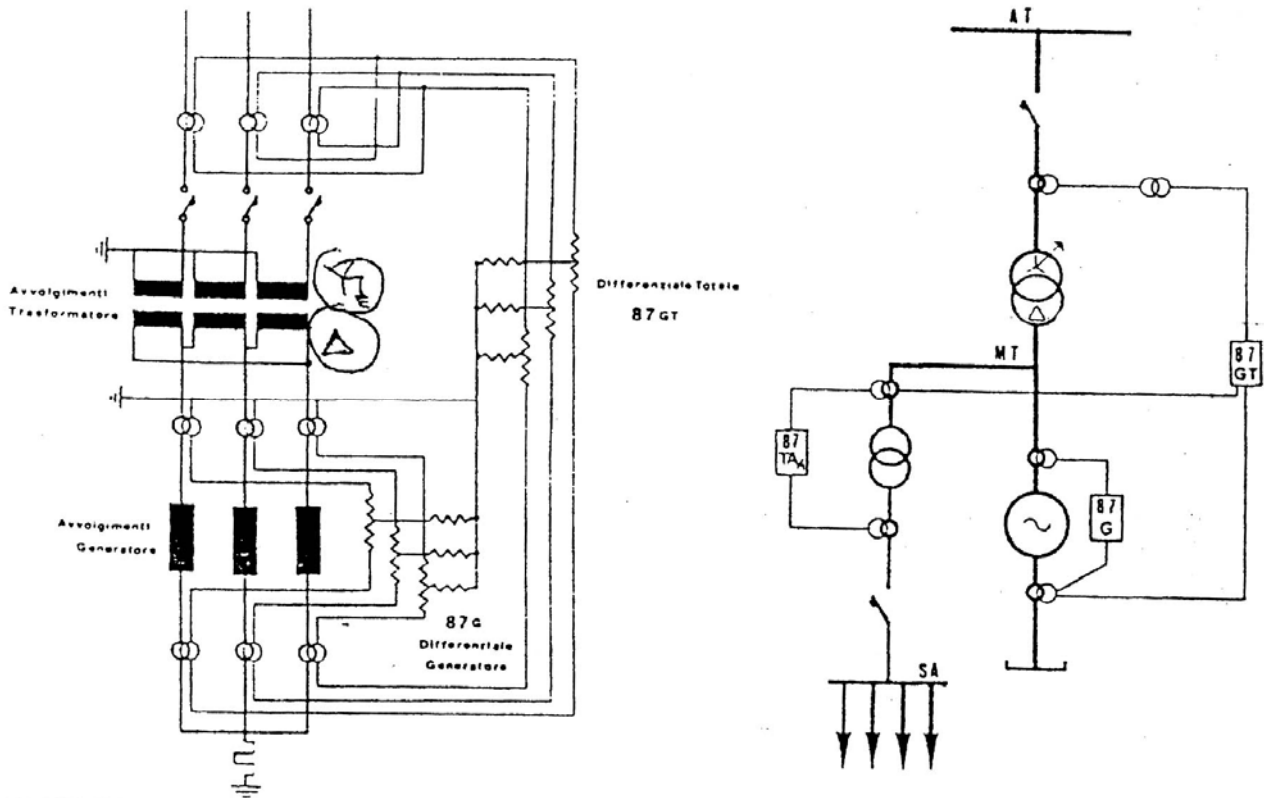


Figura 168 - Protezione differenziale totale con e senza trasformatore dei servizi ausiliari (rispettivamente a sinistra e a destra)

Se il trasformatore dei servizi ausiliari è derivato dal montante MT di macchina, allora la protezione differenziale totale deve considerare anche tale trasformatore, altrimenti il relè sarebbe continuamente attraversato da una corrente pari a quella assorbita dai servizi ausiliari.

6.2.4.3. Protezioni di massima corrente (50G-T e 51G)

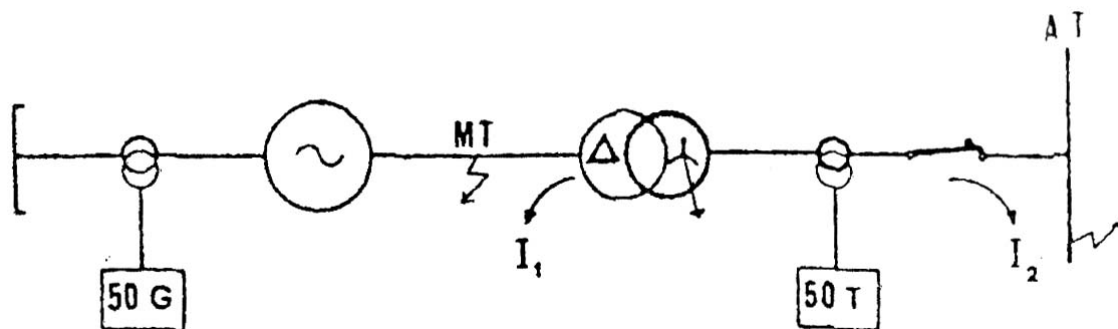


Figura 169 - Protezione di massima corrente.

La protezione di massima corrente 50G è usata nei generatori di piccola potenza al posto della differenziale. Ha due soglie di intervento:

1. La prima I_{T1} è tale che $I_{g3\phi,AT} < I_{T1} < I_{g2\phi,MT}$ con ritardo nullo. $I_{g3\phi,AT}$ e $I_{g2\phi,MT}$ sono rispettivamente le correnti di guasto trifase lato AT e bifase lato MT. Il primo gradino, quindi, non interviene per guasti lato AT.
2. La seconda $I_{T2} = 1,3 \div 1,5 I_n$, con ritardo di $2 \div 5 \text{ sec}$. È di riserva contro i guasti lato AT, se le protezioni non intervengono. Non è di riserva contro i guasti interni, in quanto la corrente per questi guasti può essere inferiore a I_n .

La protezione 50T di massima corrente su lato AT del trasformatore elevatore interviene per guasti interni (ossia su lato MT). Infatti se la $P_{cc,rete} > P_{cc,gen}$ risulta $I_{cc,MT,R} > I_{cc,AT,G}$ (ossia la corrente di cto cto lato MT che proviene dalla rete è maggiore della corrente di cto cto lato AT che proviene dal generatore) e quindi tarando la protezione a $I_{cc,AT,G} < I_T < I_{cc,MT,R}$, si ottiene l'intervento per guasti interni.

Infine, la protezione ritardata di massima corrente 51 viene installata sul lato AT del trasformatore elevatore, oppure sul centro stella del generatore. Viene tarata a $1,3 \div 1,4 I_n$ con un ritardo di $2 \div 5 \text{ sec}$ (come il 2° gradino della 50G), per permettere alle altre protezioni di intervenire. È una protezione grossolana.

6.2.4.4. Protezione di minima impedenza (21)

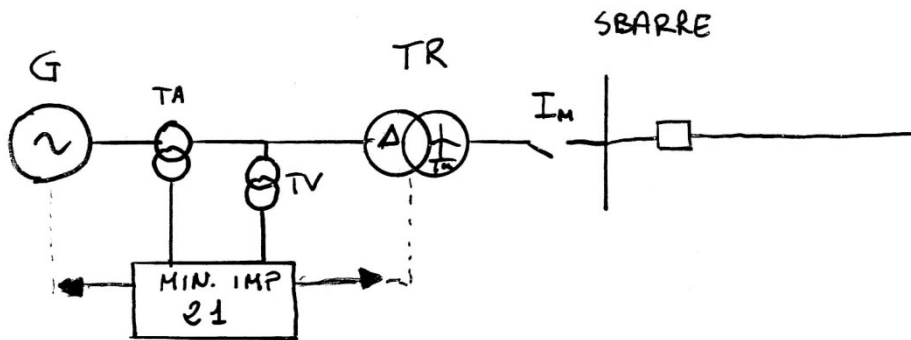


Figura 170 - Protezione di minima impedenza.

Agisce per guasti polifase su lato MT e per guasti interni agli avvolgimenti del trasformatore e del generatore, nelle prime spire di entrambi. Ha due gradini di intervento:

1. Intervento istantaneo con $Z_T = 0,7 \cdot Z_{cc,T}$ con $Z_{cc,T}$ impedenza di cto cto del trasformatore;
2. Due tarature:
 - a. $Z_T = 1,5 \cdot Z_{cc,T}$ e $\Delta t = 0,5 \text{ s} + t_{ugd}$ (t_{ugd} è il tempo dell'ultimo gradino della distanziometrica lato AT) se I_m è chiuso;
 - b. $Z_T = 1,5 \cdot Z_{cc,T}$ istantaneo se I_m è aperto.

6.2.4.5. Protezione terra statorica (64S)

Si divide in:

- **Terra statorica 90%.** Si ottiene misurando la tensione omopolare lato MT:

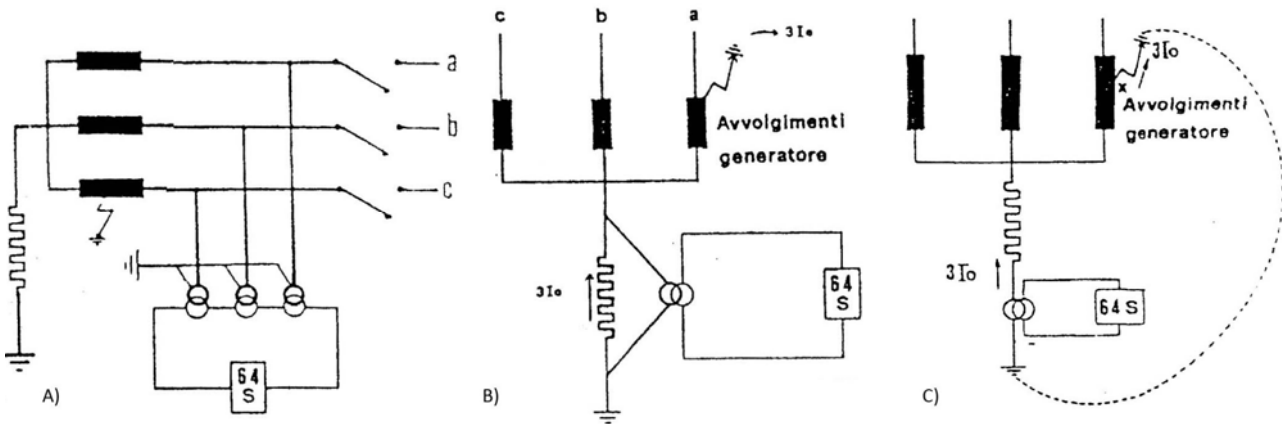


Figura 171 – Sistemi di misura delle tensioni omopolari. A) tramite RV con secondario a Δ ; B) tramite TV alimentato dalla tensione del centro stella; C) tramite TA in serie a una resistenza e relè amperometrico.

Rileva i guasti a terra nella fasi di statore ubicati ad una distanza dal centro stella superiore al 10%, infatti, detta p la distanza tra il centro stella e un morsetto di una fase, si può scrivere:

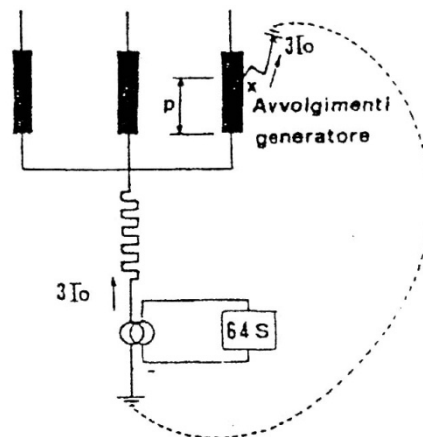


Figura 172 - Guasto su avvolgimento di statore.

$$I_T = 3I_0 = \frac{3pE_n}{3R_t} \rightarrow p = \frac{I_T R_t}{E_n}$$

Per esempio se $I_T = 10A$, $R_t = 200 \Omega$ e $E_n = \frac{21}{\sqrt{3}} kV$, risulta $p = 0,16$, ossia solo l'84% dell'avvolgimento è protetto.

Si noti, infine, che i relè sensibili alle grandezze omopolari devono essere filtrati dalle componenti armoniche, in particolare quelle di terza armonica, le quali sono presenti nelle f.e.m. del generatore e possono provocare scatti intempestivi. Inoltre, devono essere ritardati rispetto alle protezioni lato AT, in quanto le correnti omopolari che compaiono in caso di guasto lato AT possono passare attraverso l'accoppiamento capacitivo tra gli

avvolgimenti del trasformatore elevatore. Infine, quando ci sono più generatori sulla medesima sbarra MT i relè omopolari possono aprire, in caso di guasto in uno dei generatori, le macchine sane. Per evitare ciò si utilizzano anche dei relè watt metrici: infatti, la potenza fluisce in senso opposto in caso di guasto interno o esterno alla macchina.

- **Terra storica 100%.** Viene ottenuto alimentando il ramo di neutro tramite un generatore di tensione sinusoidale a $f = 15 \div 25 \text{ Hz}$. Solo in caso di guasto a terra la corrente a tale frequenza può circolare e può essere rilevata da un relè amperometrico:

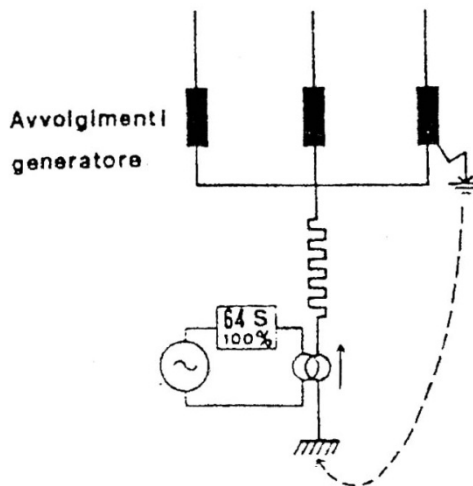


Figura 173 - Protezione terra storica 100%.

6.2.4.6. Protezione dal cto cto tra spire di una stessa fase

Tale protezione è prevista solamente nei generatori che hanno più di un circuito per fase (statorica). Un corto tra spire di una stessa fase non è rilevato dalle protezioni differenziali, né da quelle sensibili alle grandezze omopolari. Si installano quindi dei relè di massima corrente come in figura, molto sensibili e tempo-dipendenti per evitare scatti intempestivi dovuti a errori nei TA per guasti esterni.

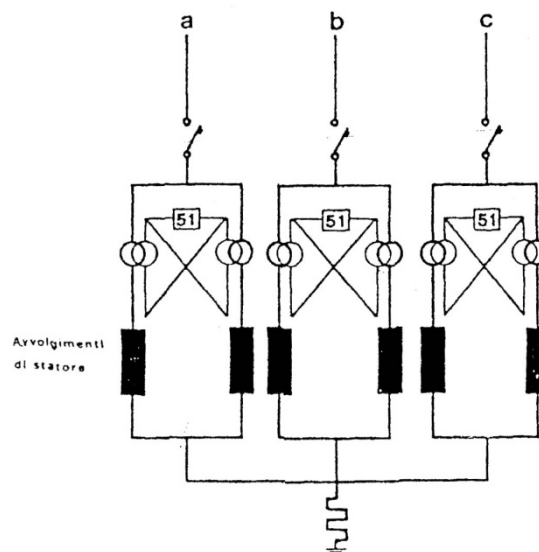


Figura 174 - Protezione dai guasti fra spire di una stessa fase.

6.2.4.7. Protezione distanziometrica (121G)

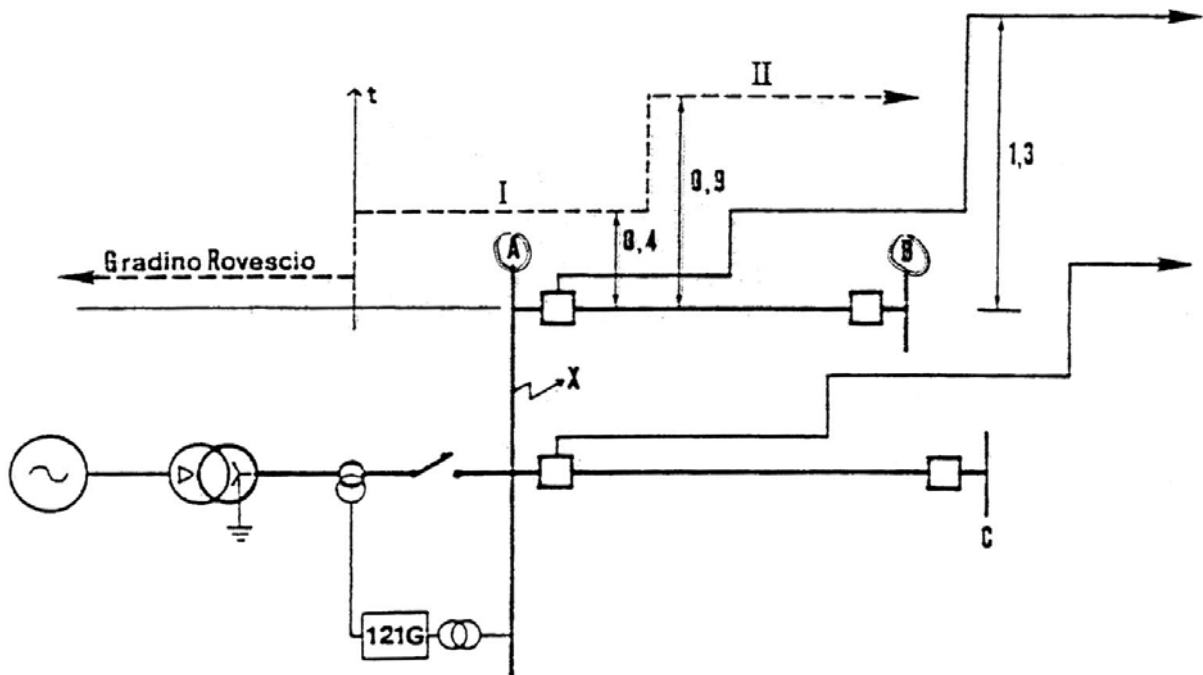


Figura 175 - Protezione distanziometrica.

La protezione distanziometrica viene alimentata dalla tensione della sbarre AT e dalla corrente in uscita dal trasformatore. È più efficace della protezione di massima corrente e interviene in tempi più rapidi per guasti in prossimità delle sbarre AT.

Il tempo di intervento di ogni gradino deve essere coordinato per non sovrapporsi con la protezione distanziometrica di linea.

La protezione distanziometrica può avere un gradino verso il generatore ad intervento istantaneo e funziona come riserva della differenziale di gruppo.

6.2.4.8. Protezione massima tensione (59)

È chiamata ad intervenire distaccando il gruppo generatore-trasformatore, nel caso di tensione eccessiva ai morsetti del generatore V_g , dovuta ad un problema al regolatore di tensione, oppure a sovratensioni temporanee che persistono a lungo. È dotata di due gradini:

1. Intervento istantaneo per $V_g > 1,4 \div 1,5 p. u.$
2. Intervento ritardato di $0,5 \div 1 sec$ per $V_g > 1,15 \div 1,25 p. u.$ Il ritardo del secondo gradino è scelto per dare modo al regolatore di tensione di ristabilire la tensione ai morsetti a seguito di transitori, o comunque l'intervento di altre manovre per contenere le sovratensioni (per esempio l'inserzione di reattanze shunt).

6.2.4.9. Protezione di minima tensione (27)

Se la tensione alle sbarre scende sotto un valore limite viene compromesso il funzionamento dei servizi ausiliari e del generatore stesso. Il tempo di intervento è di 4 – 5 sec e la soglia è pari a 0,8 p.u. In caso di distacco il generatore alimenta i propri servizi ausiliari e resta pronto per il parallelo.

6.2.4.10. Protezione di minima frequenza (81)

La frequenza di un generatore si riduce se la potenza elettrica erogata è maggiore di quella di turbina. Se l'intervento dei relè alleggeritori di carico non permette il ripristino della frequenza necessaria per il funzionamento degli ausiliari, il relè distacca il gruppo, ma il generatore alimenta i propri servizi ausiliari e resta pronto per il parallelo.

6.2.4.11. Protezione di massimo flusso (59F)

Il flusso generato dalla corrente di eccitazione se la macchina funziona a vuoto, può provocare eccessive perdite per isteresi e correnti parassite nei conduttori statorici che possono raggiungere temperature pericolose per l'isolamento degli stessi.

La protezione di massimo flusso deve però tener conto che in fase di avviamento o di fermata della macchina, con interruttore aperto, si può presentare un aumento repentino del flusso. Pertanto la protezione deve essere ritardata (0,5 ÷ 1 sec). La protezione può essere di massima tensione asservita ad un relè di minima frequenza, oppure di controllo sulla dV/df che si deve mantenere tra 1,5 ÷ 3 V/Hz.

6.2.4.12. Protezione contro i carichi squilibrati (46)

I regimi dissimmetrici con presenza di componente inversa, devono essere limitati nel tempo in funzione della corrente inversa che il generatore può sopportare. In generale i regimi più lunghi sono quelli dovuti ad una interruzione di una o due fasi in un punto del sistema elettrico.

Le componenti di sequenza inversa provocano due effetti indesiderati:

- 1) Campo magnetico rotante inverso, a cui sono associate perdite per isteresi e correnti parassite nel rotore, con eccessivi riscaldamenti degli avvolgimenti smorzatori.
- 2) La corrente inversa negli avvolgimenti statorici provoca il surriscaldamento degli stessi.

La taratura dei relè dipende, quindi, dal massimo riscaldamento ammissibile:

$$\int_0^t I_i^2(t) dt = K$$

Dove K è una costante che dipende dal generatore e dal raffreddamento di rotore. La curva di intervento del relè è quindi a tempo inverso del tipo

$$t = \frac{K}{I_i^2}$$

E deve essere inferiore alla curva propria del generatore, anch'essa di tipo iperbolica.

6.2.4.13. Protezione contro la perdita di campo (40)

La corrente di eccitazione (e quindi la f.e.m. E_0) può venire meno se si ha un guasto nei sistemi di eccitazione. La perdita di campo comporta:

- L'annullamento di E_0 e quindi della potenza erogata;
- L'accelerazione della macchina, che, mossa dalla turbina, si porta a lavorare come generatore asincrono, assorbendo potenza reattiva dalla rete. Ciò comporta:
 - Correnti negli avvolgimenti smorzatori di rotore e nei circuiti chiusi di rotore, con surriscaldamenti degli stessi;
 - Elevate correnti statoriche dovute alla notevole potenza reattiva assorbita da rete, con surriscaldamento dello statore stesso;
 - Il gradino di potenza reattiva (che passa dal venir erogata a venire assorbita) provoca una caduta di tensione in prossimità della centrale, disturbando l'esercizio.

I generatori di piccola taglia (~ 10 MVA) possono sopportare il funzionamento in asincrono per diversi minuti, quelli di grossa taglia solo una decina di secondi. Per ovviare alla perdita di campo si possono utilizzare relè sensibili alla resistenza di rotore:

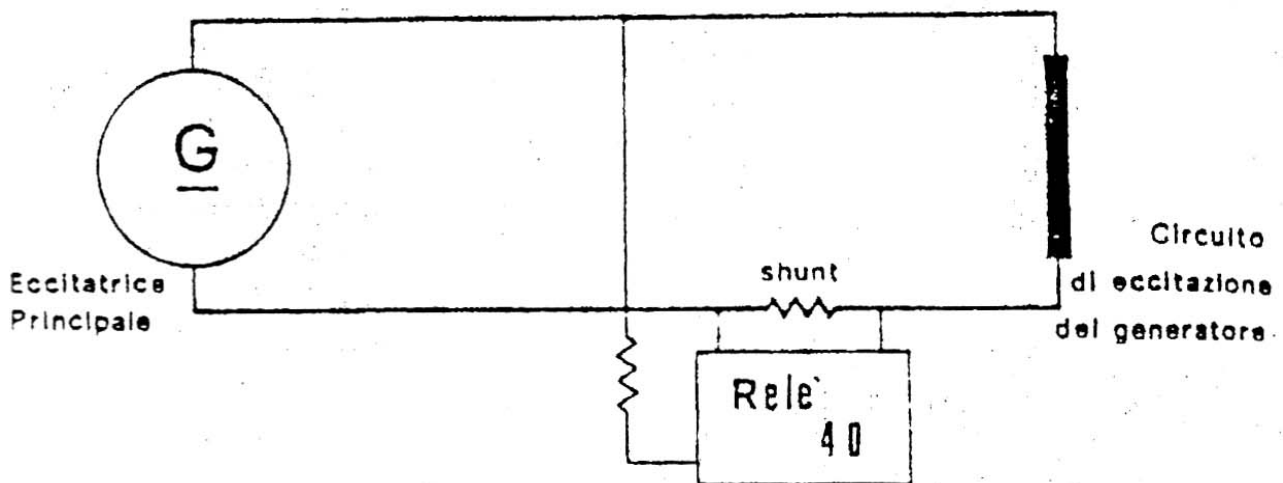


Figura 176 – Relè di misura della resistenza di rotore.

tale relè non permette un funzionamento sicuro in sottoeccitazione, in quanto la corrente di eccitazione, in questo caso, è molto piccola. Si utilizzano allora relè sensibili all'impedenza di statore ai morsetti. Il punto di funzionamento normale nel piano $R - X$ segue una traiettoria simile alla seguente, durante la perdita di campo.

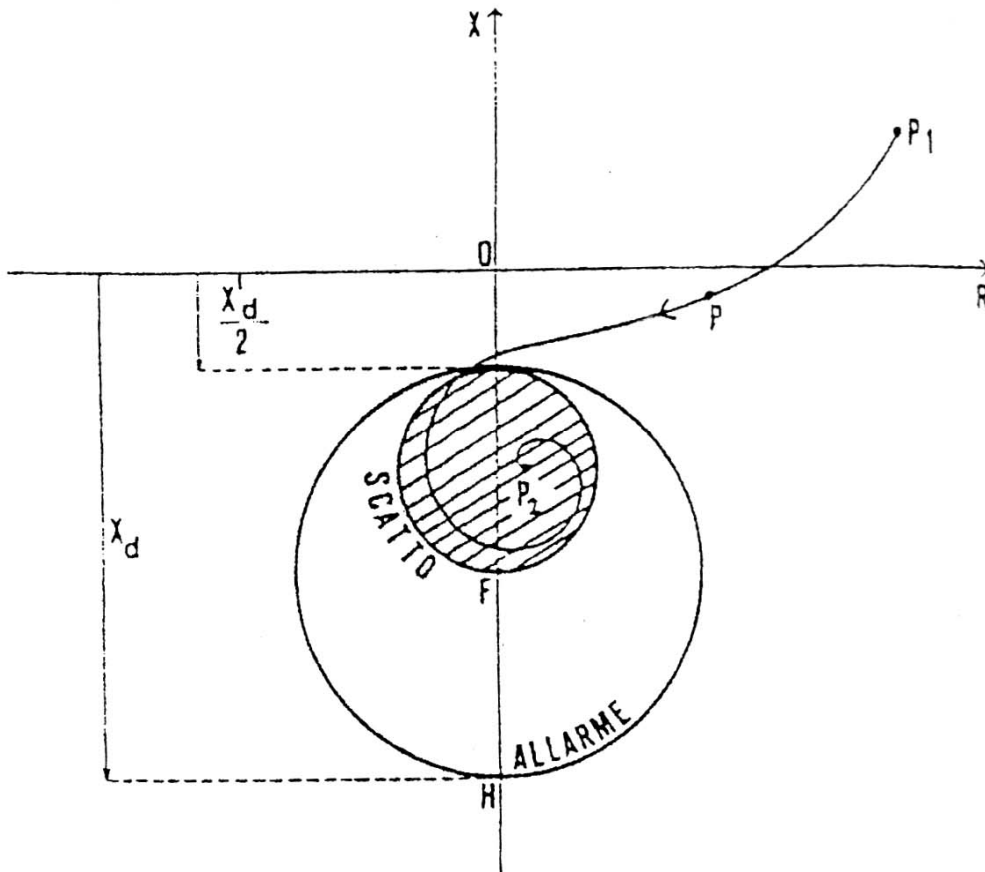


Figura 177 - Andamento del punto di funzionamento nel piano $R - X$ durante una perdita di campo.

Si hanno dunque due zone distinte: una di allarme e una di scatto immediato. Il relè a impedenza può anche essere accoppiato a relè di minima tensione e a relè direzionali di potenza reattiva.

6.2.4.14. Protezione terra rotorica (64R)

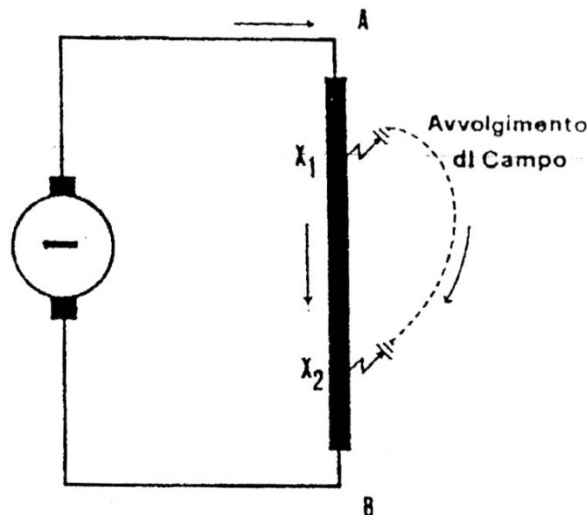


Figura 178 - Effetti di un duplice guasto all'avvolgimento di rotore.

Il circuito di eccitazione è isolato da terra per cui un guasto a terra non determina correnti di circolazione. Il guasto deve essere prontamente segnalato perché, in caso di secondo guasto, si hanno correnti maggiori nel tratto AX_1 e X_2B , e minori nel tratto X_1X_2 . Lo squilibrio dei flussi determina vibrazioni sull'albero e sui cuscinetti.

Per riconoscere prontamente un guasto a terra dell'avvolgimento rotorico si utilizza un relè a iniezione di corrente alternata:

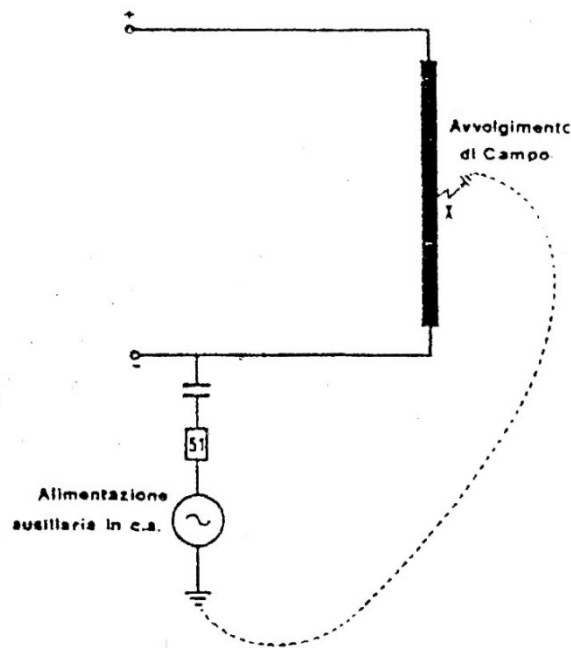


Figura 179 - Relè a iniezione di corrente alternata.

La corrente alternata viene segnalata dal relè di massima corrente, solo nel caso di guasto.

6.2.4.15. Protezione contro la velocità di fuga

Quando il generatore perde il carico (o l'eccitazione) la sua velocità cresce e può raggiungere valori pericolosi (a seconda del tipo di motore prima a cui è accoppiato, la sua velocità cresce diversamente). La massima velocità ammissibile è di $1,06 \div 1,10 \Omega_n$. A tali valori sono tarati i relè tachimetrici (o centrifughi) e, superata tale soglia, comandano l'apertura dell'interruttore di macchina e la chiusura del distributore di turbina, portandolo al minimo.

6.2.4.16. Protezione contro il ritorno di energia (67)

Per ritorno di energia si intende il funzionamento del generatore come motore. Tale funzionamento è dovuto a mancanza di coppia motrice di turbina (per guasti su di essa) ed è dannoso per la turbina stessa, in quanto essa è sede di perdite per ventilazione e la portata di vapore non è tale da poterla raffreddare.

La protezione si esplica in un relè wattmetrico direzionale tarato per $4 \div 5\%$ della P_n e ritardato di $5 \div 10$ sec per non intervenire durante la manovra di parallelo.

6.2.4.17. Protezione contro la mancata apertura interruttore generale (MAIG)

Quando l'interruttore di macchina non si apre per un guasto allo stesso, una bobina di apertura interruttore (BAP) rileva tale malfunzionamento e chiude un interruttore di scatto del MAIG. Il secondo interruttore di scatto è comandata da un relè di massima corrente ritardato di

0,2 ÷ 0,3 sec. Quando anche il secondo interruttore di scatto è chiuso, il MAIG invia un tele segnale alla stazione remota più vicina e comanda l'apertura dell'interruttore della linea che collega la stazione alla centrale:

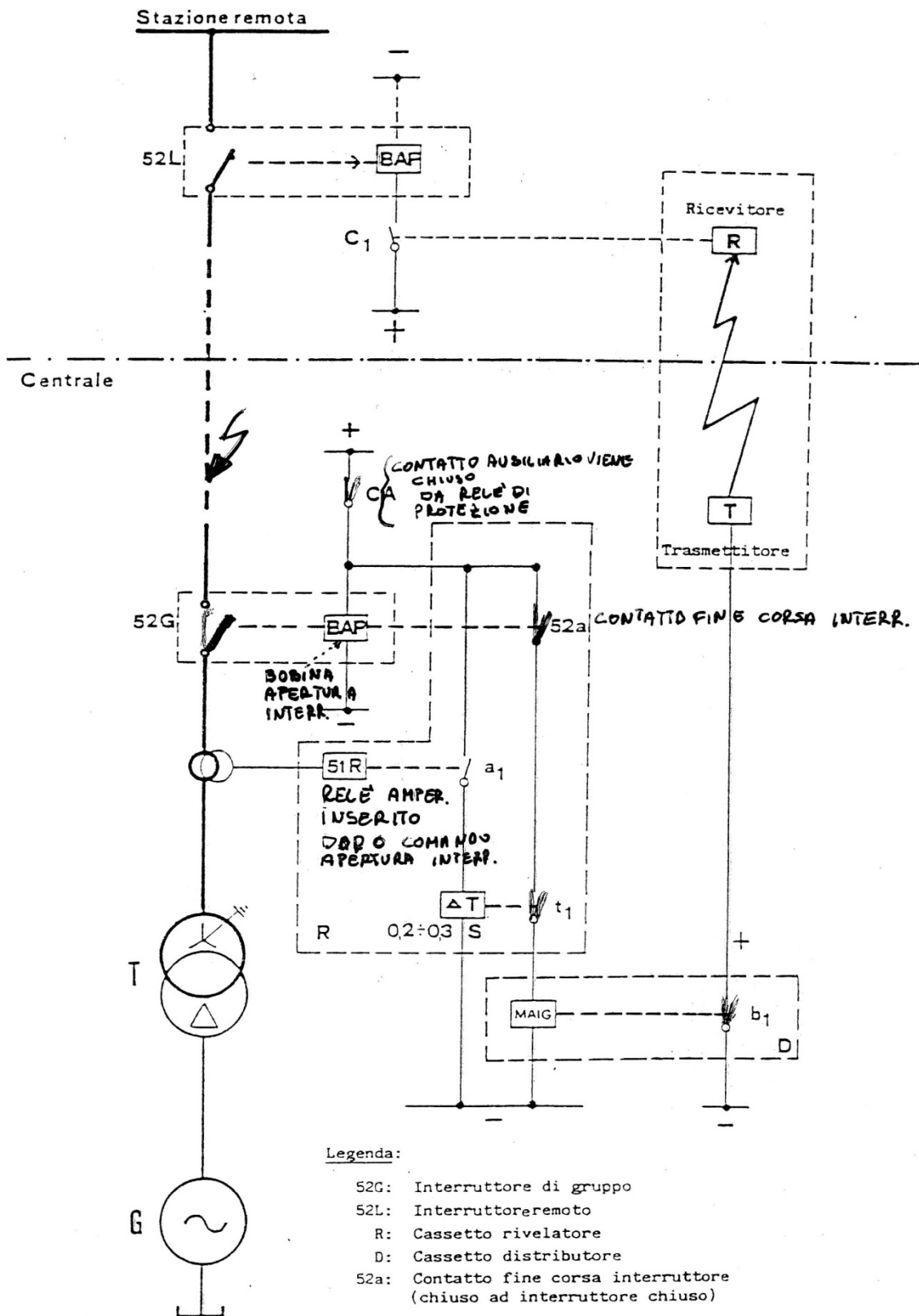


Figura 180 - Protezione contro la mancata apertura dell'interruttore generale.

6.3. Sistemi di eccitazione

6.3.1. Generalità

I sistemi di eccitazione (SE) si distinguono in:

1. **Completamente rotanti;**
2. **Semistatici:**
 - a. Con generatore ausiliario;
 - b. A diodi rotanti;
3. **Completamente statici;**
 - a. A ponte di diodi e tiristori semicontrollato;
 - b. A ponte di diodi e tiristori completamente controllato.

Lo schema a blocchi di funzionamento di un generico SE è rappresentato di seguito:

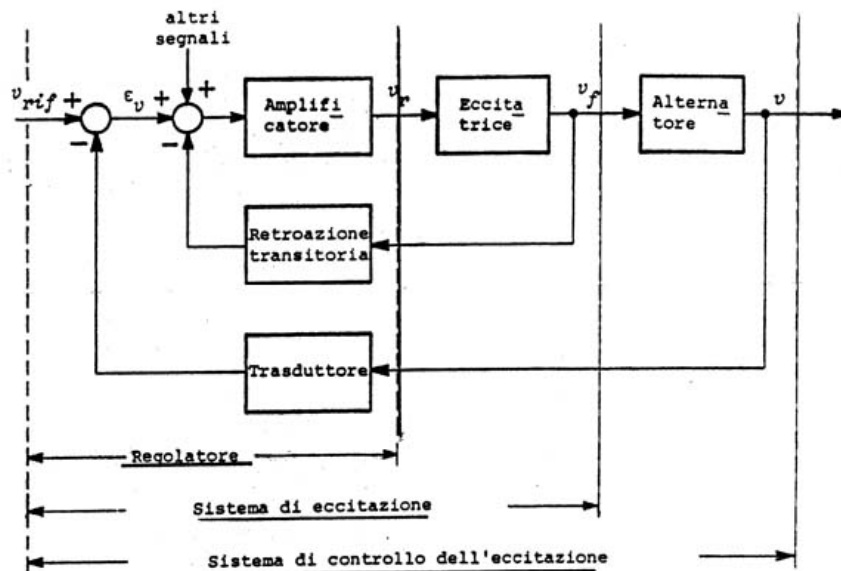


Figura 181 - Schema a blocchi di un generico SE

6.3.1.1. Grandezze caratteristiche di un SE

Le principali grandezze

- **Tensione di eccitazione:** è la tensione necessaria all'eccitazione per ottenere ai morsetti la tensione nominale a vuoto V_{e0} o a carico V_{en} (risulta ovviamente $V_{e0} \ll V_{en}$);
- **Grado di statismo:** è la differenza tra la tensione a vuoto e quella a carico nominale dell'alternatore, espressa in % della tensione nominale:

$$S = \frac{V_0 - V_n}{V_n} 100$$

Con V_0 tensione a vuoto e V_n tensione nominale.

- **Campo di funzionamento della regolazione automatica della tensione:** è l'intervallo di tensione ai morsetti di macchina per il quale agisce la regolazione automatica. In genere dovrebbe coprire tra l'80% e il 110% della tensione nominale
- **Tensione di ceiling massima e minima:** massima o minima tensione che il SE può raggiungere. In genere è espressa in p.u. della tensione di eccitazione a carico nominale. La tensione di ceiling esprime la capacità del SE di forzare l'eccitazione per qualche secondo (al seguito di c.to c.ti, ecc...) al fine di favorire la stabilità in parallelo. Le tensioni di ceiling massime e minime $V_{f,max}$ e $V_{f,min}$ sono pari a:

	Termici	Idraulici
$V_{f,max}$	5 ÷ 7	3,5 ÷ 4,5
$V_{f,min}$	4 ÷ 7	2,5 ÷ 4,5

- **Tensione di ceiling negativa:** serve nei casi di sovratensione affinché la macchina si comporti nella rete come un induttore.
- **Tempo di risposta:** tempo richiesto al SE per raggiungere il 95% della tensione di ceiling partendo dalla tensione di eccitazione a carico nominale.
- **Precisione di regolazione:** scarto tra tensione regolata e tensione desiderata. Si può dimostrare che se si vuole ottenere una variazione di tensione a carico qualsiasi deve essere verificata la relazione:

$$\mu_0 = \frac{X_d q_0}{\epsilon}$$

dove μ_0 è il guadagno statico del SE, X_d è la reattanza sincrona secondo l'asse diretto, q_0 è la potenza reattiva a regime e ϵ è l'errore di tensione. Tutte le grandezze sono in p.u.

6.3.1.2. Asservimento del SE alla potenza reattiva erogata

Qweryy

6.3.2. Sistemi di eccitazione rotanti

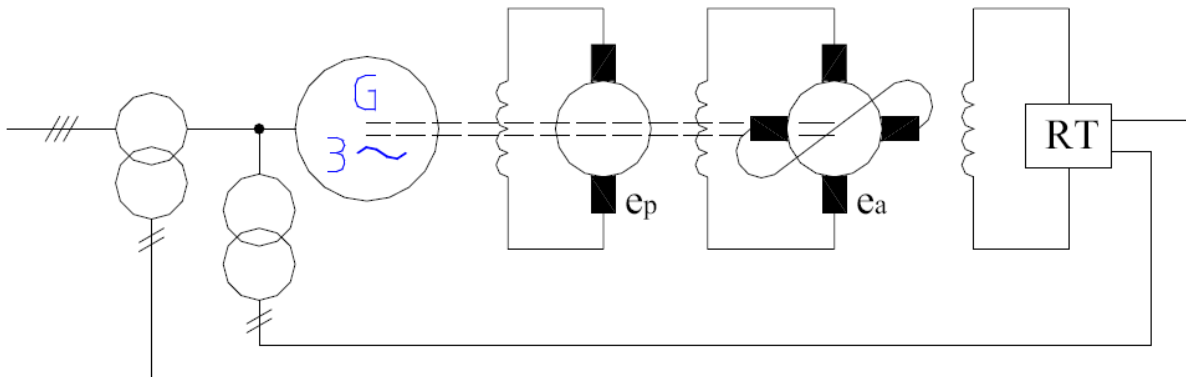


Figura 182 - SE rotante.

Il sistema è composto da un'eccitatrice principale E_p ed una dinamo ausiliaria E_a , che alimenta il campo dell'eccitatrice principale. Ciò avviene perché il segnale proveniente dal regolatore di tensione è dell'ordine di pochi watt, mentre le grandi eccitatrici principali richiedono una potenza di eccitazione di decine di kW. L'eccitatrice secondaria è del tipo "amplidina" caratterizzata da tempi di risposta molto rapidi: in caso di c.to c.to alle sbarre MT, infatti, la tensione del generatore sincrono deve essere innalzata molto rapidamente per evitare che la macchina vada in fuga. Questo tipo di SE è stato largamente utilizzato prima degli ultimi 20 anni, quando è stato sostituito dai SE statici. Con questo sistema sono state ottenute le migliori prestazioni nei sistemi di eccitazioni rotanti. Per ottenere elevati guadagni, le macchine in CC rotanti devono:

- Avere traferro ridotto e quindi le amperspire di rotore, ossia la potenza richiesta;
- Elevare la velocità di rotazione, in modo da elevare la potenza in uscita a parità di eccitazione;
- Aumentare le amperspire rotoriche per aumentare la potenza specifica;
- Lavorare con basse induzioni nel ferro, per non saturare.

Mentre, per ottenere elevate velocità di risposta (basse costanti di tempo):

- Impiegare circuiti magnetici laminati per ridurre le correnti parassite e i ritardi da esse introdotte;
- Dimensionare opportunamente il circuito magnetico.

In conclusione, le macchine in CC usate nei SE sono sovradimensionate, e quindi più costose.

6.3.3. Sistemi di eccitazione semistatici

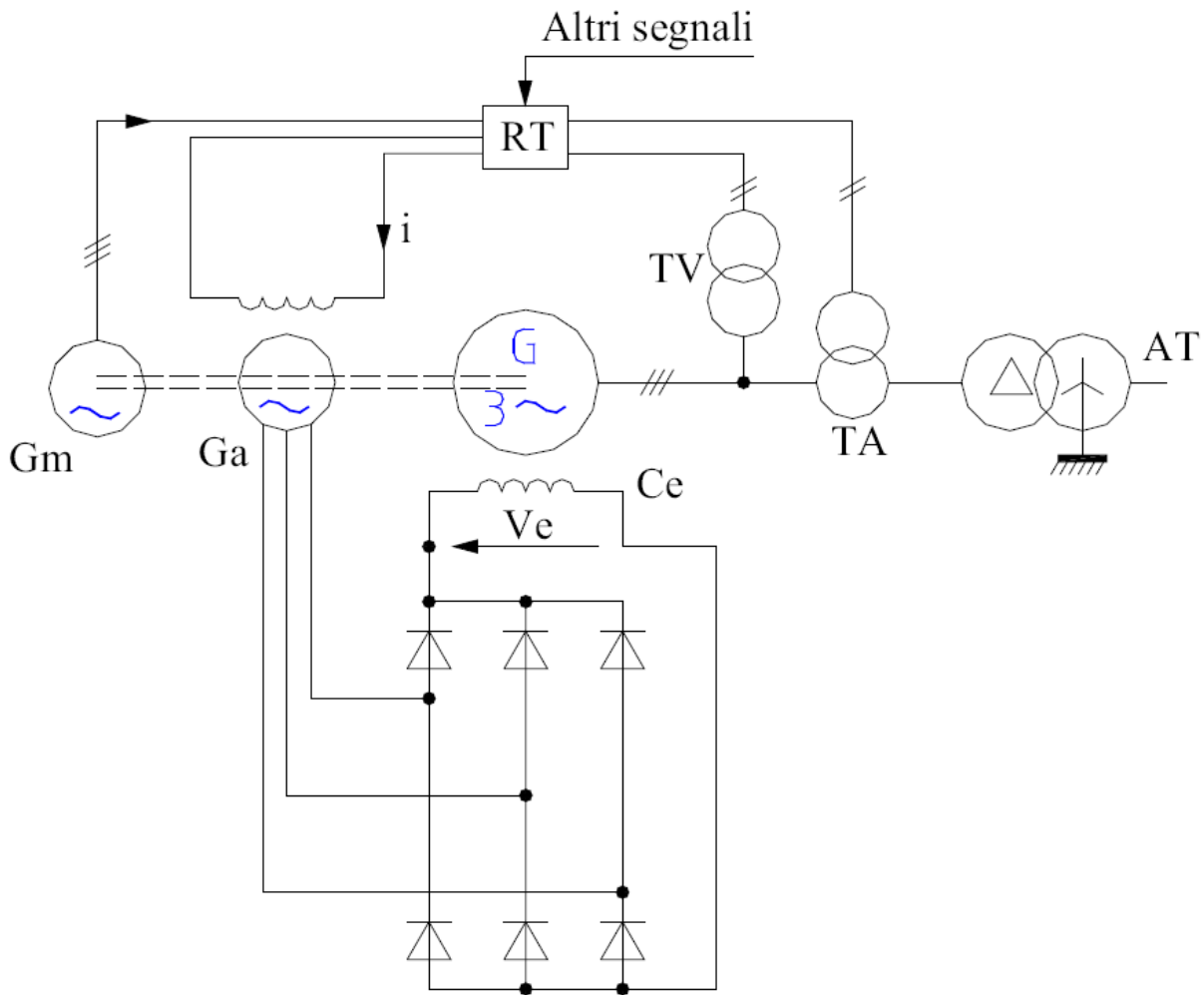


Figura 183 - SE semistatico.

Questo tipo di sistemi utilizza dei ponti raddrizzatori a diodi per alimentare il campo di rotore dell'alternatore. Il ponte a diodi è alimentato da un generatore sincro calettato sul medesimo albero dell'alternatore ed alimentato a sua volta da un ponte raddrizzatore a tiristori, alimentato da un generatore sincro a magneti permanenti, sempre calettato sull'albero. L'angolo elettrico dei tiristori (e quindi la corrente di eccitazione di G_a) è regolato dal regolatore di tensione. Questa catena era necessaria in quanto, un tempo, i tiristori non potevano sopportare potenze elevate come i diodi. La velocità di risposta del SE è limitata dalla costante di tempo del generatore G_a , pertanto dello stesso ordine di grandezza dei sistemi precedenti. Questi sistemi presentano l'inconveniente del trasferimento di grosse potenze al rotore per mezzo di spazzole. Per ovviare a ciò si utilizzano i sistemi cosiddetti a "diodi rotanti". Il ponte di Graetz viene montato in un prolungamento dell'albero del rotore dell'alternatore. Nel generatore ausiliario G_a viene invertita la funzione del rotore e dello statore: il rotore fa da avvolgimento di indotto, mentre lo statore genera il campo magnetico.

6.3.4. Sistemi di eccitazione statici

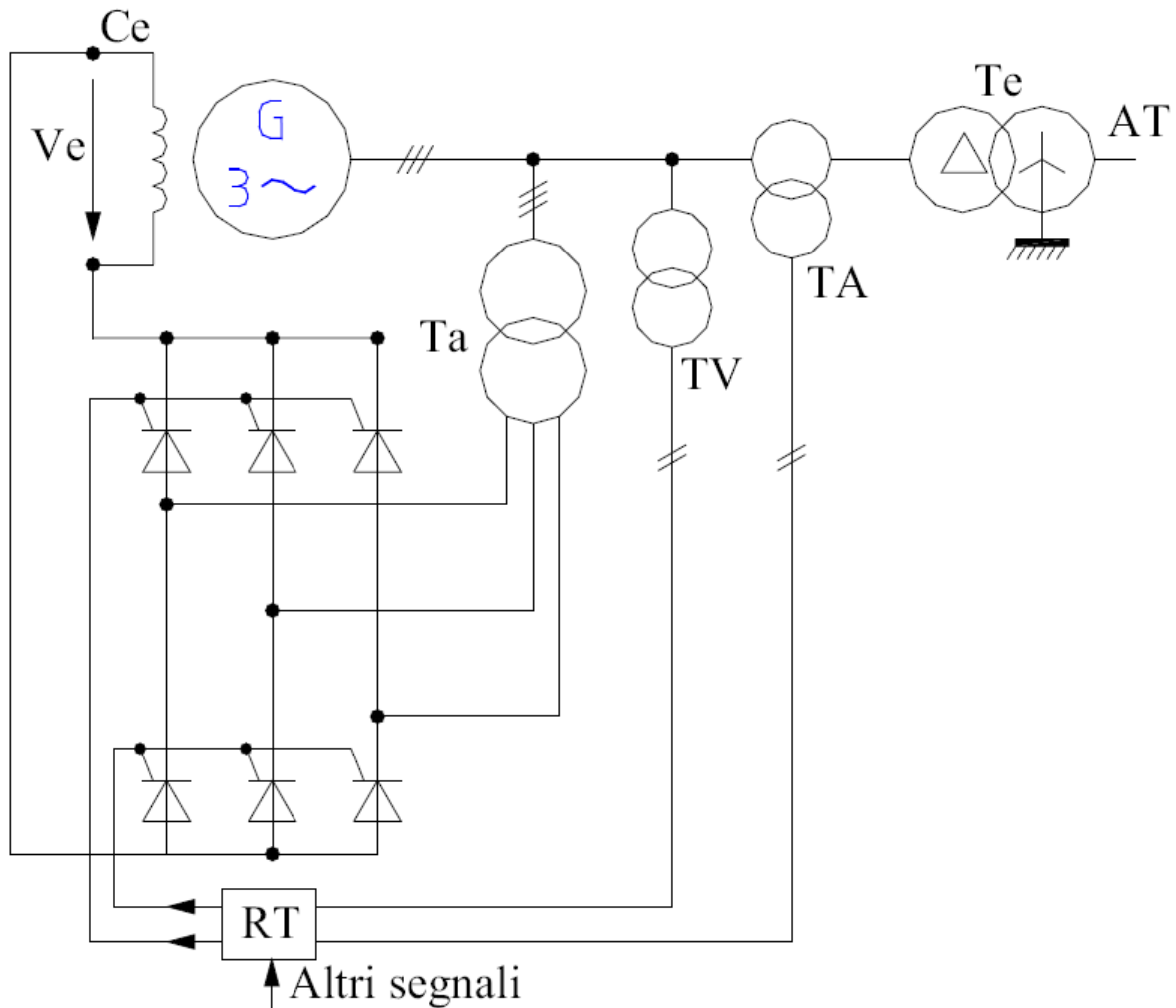


Figura 184 - SE statico.

Questo tipo di sistemi utilizza un raddrizzatore a ponte intero alimentato direttamente dalle sbarre a valle del generatore per alimentare il generatore stesso. L'angolo α di ritardo di innesco è gestito dal RT, e può assumere anche valori oltre i 90° : in questo modo si ottiene una **tensione negativa**. Ciò serve nel caso di perdita di carico o di guasto all'alternatore per limitare i danni. Il SE in questi frangente funziona da inverter, e trasferisce l'energia del campo magnetico alla rete sotto forma di corrente alternata.

L'utilizzo dei sistemi statici consente di **ridurre la lunghezza complessiva dell'asse** del gruppo.

Un'altra importante caratteristica di questi SE è la **grande rapidità di intervento** (nell'ordine di un periodo elettrico). La rapidità è pertanto dettata dalla sola costante di tempo del rotore L_e/R_e .

Inoltre questo SE ha un **elevato guadagno in tensione**, essendo la tensione continua massima disponibile pari a 1,35 volte la tensione alle sbarre del generatore.

Il sistema di eccitazione statico ha bisogno di una sorgente indipendente per l'**avviamento** del gruppo. Inoltre **non permette la contro eccitazione** (inversione di I_e) a meno che non si inserisca un secondo ponte in antiparallelo.

L'alimentazione derivata dalle sbarre presenta l'inconveniente che durante i **cto cti** nelle vicinanze si verifica un forte abbassamento di tensione. Per ovviare a ciò si può sovradimensionare il ponte a tristori, in modo che l'abbassamento di tensione alle sbarre venga bilanciato da una riduzione dell'angolo α , oppure si alimenta l'eccitazione per mezzo di due ponti, uno alimentato in tensione ed uno alimentato in corrente.

In tal caso si parla di eccitazione statica di tipo "Compound":

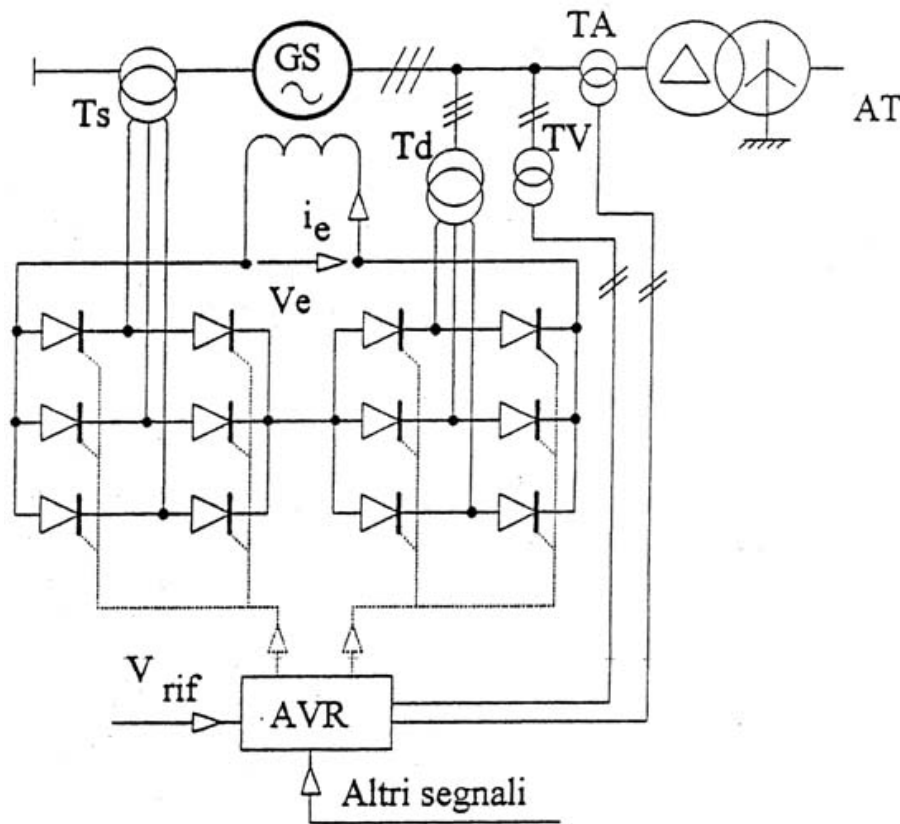


Figura 185 – Sistema di eccitazione di tipo "Compound".

6.3.5. Diseccitazione rapida dei generatori

A regime i generatori sincroni hanno immagazzinato una certa energia cinetica E_c pari a $E_c = \frac{1}{2}J \left(\frac{\omega_0}{p}\right)^2$ ed una energia magnetica E_m (del campo di rotore) pari a $E_m = \frac{1}{2}L_e I_e^2$. Risulta $E_m \ll E_c$. In caso ci sia la necessità di fermare la macchina, l'energia cinetica deve essere dissipata in calore per perdite di attrito e ventilazione, oppure in produzione di energia elettrica. Se non si provvede ad una frenatura artificiale, i generatori si fermano in tempi dell'ordine delle decine di minuti. La persistenza della corrente di rotore può essere nociva o meno:

- Aiuta la frenatura in quanto consente (essendo $E_0 \neq 0$) di erogare potenza attiva su un carico e quindi dissipare su di esso;
- Dannosa come nel caso di guasto tra fase di statore e massa. In questo caso alimenta il guasto, dissipando l'energia cinetica attraverso di esso con surriscaldamenti dello statore. La costante di tempo del circuito di eccitazione è dell'ordine dei secondi (fino a $8 \div 10$ s), pertanto il guasto può essere alimentato per decine di secondi.

Per evitare gli effetti nocivi è necessario effettuare la **diseccitazione rapida**. Questa consiste nello smagnetizzare rapidamente la macchina, portando a zero la i_{ecc} .

6.3.5.1. Diseccitazione rapida nei SE rotanti

Per i gruppi on SE rotanti esistono tre metodi di diseccitazione rapida:

- 1) Diseccitazione rapida mediante chiusura in cto cto del circuito di campo. L'avvolgimento di eccitazione principale viene chiuso su una resistenza R_s e aperto dai morsetti della dinamo principale. La costante di tempo con cui decade la corrente di campo è tanto più bassa tanto maggiore quanto maggiore è la resistenza. Tuttavia questa non può essere eccessivamente elevata in quanto, altrimenti, si avrebbe una eccessiva sovratensione ai capi di I_e :

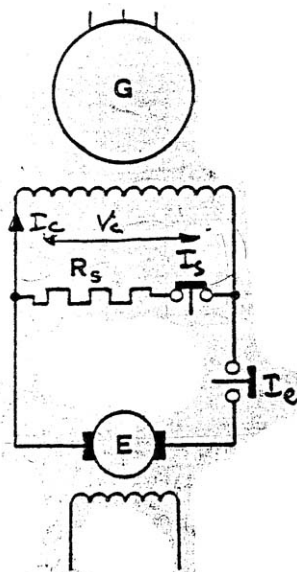


Figura 186 - Diseccitazione rapida mediante chiusura in cto cto del circuito di campo.

- 2) Disseccitazione rapida eseguita sul campo del generatore e su quello della dinamo principale. L'interruttore I_1 (normalmente chiuso) viene aperto e si inserisce la R_s , andando a ridurre la tensione complessiva di eccitazione V_c . Nello stesso tempo si chiude I_3 e si apre I_2 , in modo da ridurre gradualmente la E_p . La costante di tempo con di disseccitazione è più piccola rispetto a quella del caso 1).

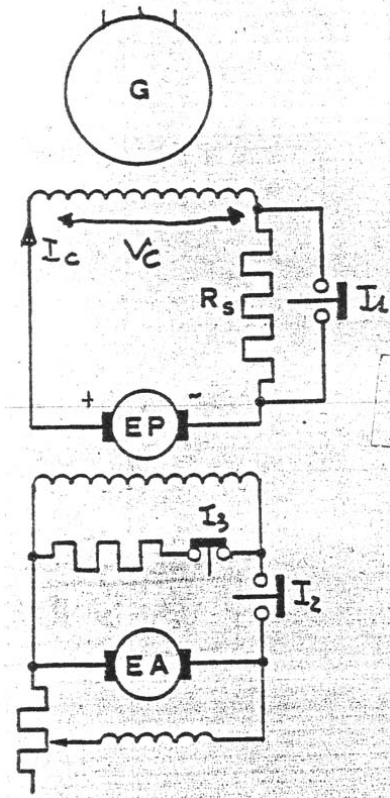


Figura 187 - Disseccitazione rapida eseguita sul campo del generatore e su quello della dinamo principale.

- 3) Disseccitazione rapida invertendo la corrente di eccitazione della dinamo principale. La tecnica simile a quella del punto 2), tuttavia, invece di annullare la corrente erogata dalla dinamo ausiliaria, questa viene invertita, ottenendo una rapida riduzione di E_p

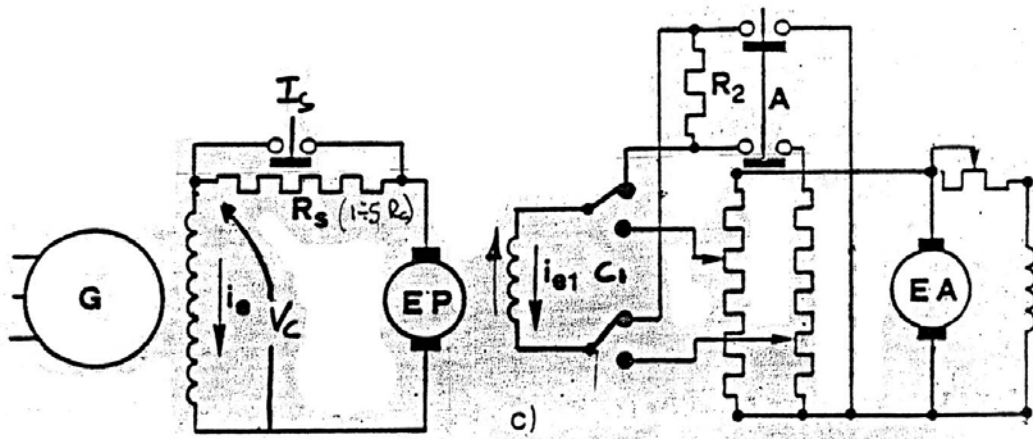


Figura 188 - Disseccitazione rapida invertendo la corrente di eccitazione della dinamo principale.

6.3.5.2. Diseccitazione rapida nei SE statici e semistatici

Nel caso di SE statici si può forzare la diseccitazione lavorando con angoli di innesco prossimi a $\frac{5}{6}\pi$, ottenendo così tensioni di campo negative ed evitando l'utilizzo di resistenze di scarica.

Nei sistemi di eccitazione a diodi rotanti non possono essere adottati interruttori di diseccitazione solidali all'albero, quindi si chiude lo statore su un induttore al fine di determinare una reazione statorica smagnetizzante.

Quando le i_{ecc} sono importanti (SE di generatori molto grandi), per aprirle si ricorre al sistema in figura:

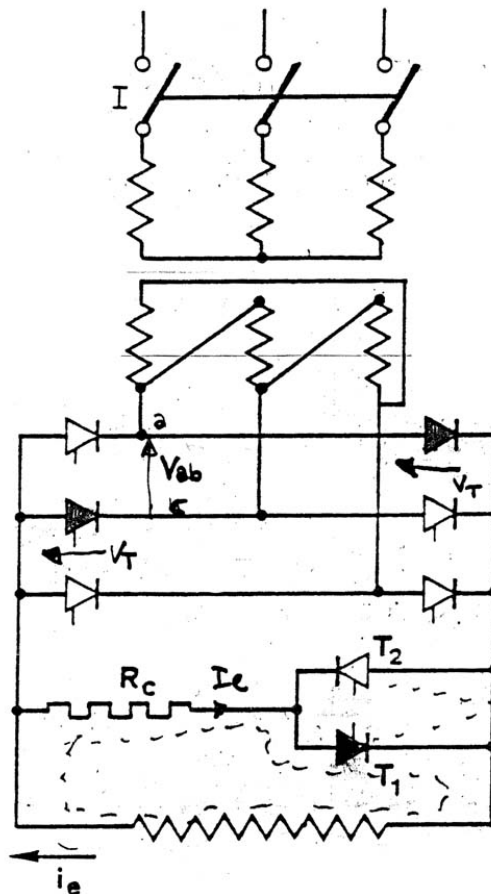


Figura 189 - Diseccitazione rapida nei SE statici.

Si eseguono le seguenti manovre:

1. Si sopprimono gli impulsi di innesco dei tiristori;
2. Si inviano impulsi di innesco al tiristore di scarica T_1 : la i_e si richiude su R_c ;
3. Si apre l'interruttore I lato AC.

6.4. La regolazione di frequenza

6.4.1. Generalità

In un sistema elettrico in ogni istante deve essere soddisfatto l'equilibrio tra potenza prodotta dagli impianti di produzione e potenza assorbita dai carichi utilizzatori e dalle perdite di potenza in rete.

Il sistema è in regime stazionario se ogni generatore ruota alla velocità nominale Ω_n a cui corrisponde la **frequenza nominale del sistema**, e la coppia risultante applicata all'albero è nulla.

Tale condizione di regime stazionario non è mai verificata. A seguito di una variazione di carico si ha una variazione delle coppie agenti sui rotori delle macchine sincrone, e quindi una variazione di velocità (e frequenza) del sistema la quale deve essere riportata velocemente al valore di regime.

Per questo motivo i generatori sono dotati di regolatori di velocità che regolano la potenza erogata dalle turbine al fine di ristabilire l'equilibrio tra coppia motrice e coppia resistente e contenere le variazioni di frequenza entro limiti ristretti.

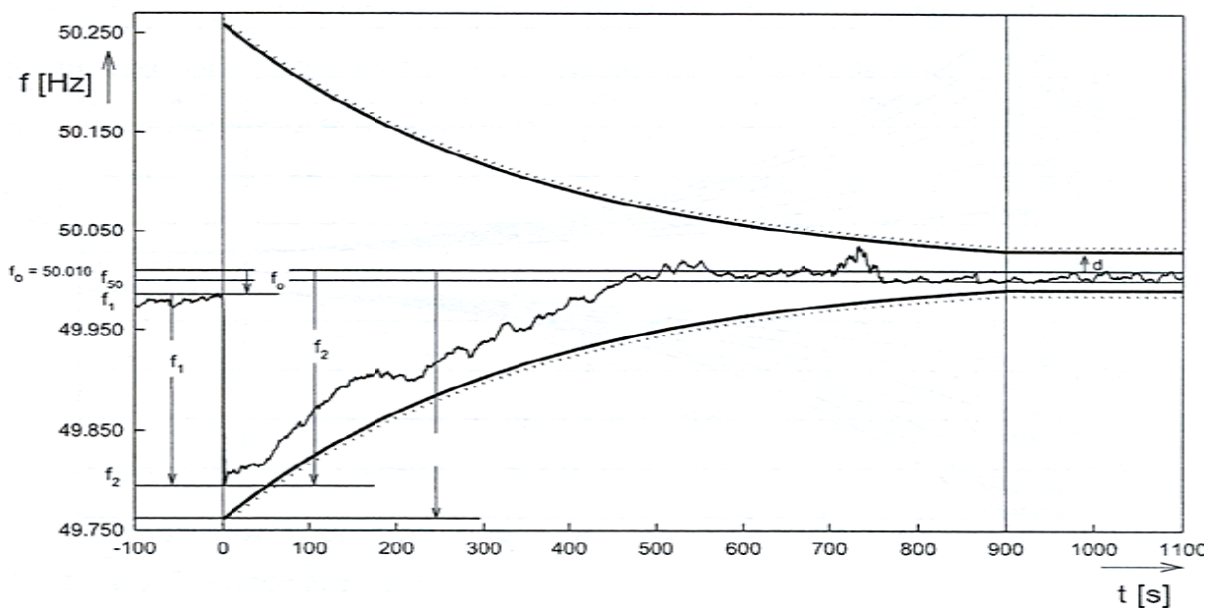


Figura 190 - - Fascia di tolleranza in frequenza a seguito di una perturbazione.

Per assicurare una determinata ripartizione delle potenze erogate dalle diverse macchine a seguito di una perturbazione, la velocità non viene ripristinata al valore di velocità nominale. Questa prima fase della regolazione della frequenza è detta **regolazione primaria** ed ha il compito di:

1. Ripristinare l'equilibrio tra potenza generata e assorbita;
2. Limitare le variazioni di frequenza (in particolare il limite inferiore, per evitare di avvicinarsi alla velocità critica flessionale dei rotori delle macchine);
3. Arrivare al nuovo valore di regime di frequenza con un transitorio oscillatorio fortemente smorzato;

Alla regolazione primaria di frequenza partecipano tutti i generatori connessi alla rete o alla sottorete nella quale avviene la perturbazione.

Se l'abbassamento di frequenza è troppo elevato e permane per tempi dell'ordine delle frazioni di secondo, c'è il rischio che i gruppi termoelettrici possano venire distaccati dai relè di minima frequenza: la palettatura di turbina, infatti, non può lavorare a frequenze inferiori a $47,5 \text{ Hz}$ se non per tempi brevissimi. In questi casi si ricorre ai **relè alleggeritori di carico** che hanno il compito di distaccare dalla rete parte del carico (suddiviso in tutto il territorio nazionale) andando così a ridurre il fabbisogno di potenza della rete con riduzione delle coppie resistenti ai rotori delle macchine e conseguente incremento della velocità angolare delle stesse e, quindi, della frequenza.

Dopo aver fatto fronte ad una perturbazione, il sistema si porta a lavorare, come detto in precedenza, ad una frequenza diversa da quella nominale. È necessario quindi ristabilire la frequenza nominale comandando alcuni distributori di turbina delle centrali che partecipano alla cosiddetta **regolazione secondaria** di frequenza. L'azione della regolazione secondaria consente di ripartire il nuovo carico elettrico su un certo numero di centrali, e di riportare a frequenza nominale anche i generatori che si trovavano ad una diversa velocità angolare a seguito della regolazione primaria. La regolazione secondaria può essere discontinua o continua a seconda che il segnale sia inviato manualmente da un operatore oppure da un regolatore di rete automatico. Nel caso di regolazione secondaria continua, fin dai primi istanti del transitorio le centrali addette alla regolazione secondaria iniziano a farsi carico di ridurre o aumentare la potenza erogata per far fronte alla variazione. Il protocollo UCTE prevede che entro 15 s dalla perturbazione, il 50% della potenza interessata deve essere gestito dalla regolazione primaria e il restante 50% deve essere gestito entro 30 s .

Esiste, infine, un terzo livello di regolazione detta **regolazione terziaria**, che ha i seguenti compiti:

1. di supplemento alla regolazione secondaria;
2. di ripristino della riserva di potenza secondaria;
3. di definire il programma di erogazione di potenza del parco dei generatori per ottenere un dispacciamento economicamente ottimo.

Nel seguito verrà schematizzato il funzionamento del sistema di regolazione mediante schema a blocchi nel dominio della variabile di Laplace.

6.4.2. Il regolatore di velocità

I regolatori di velocità sono costituiti dai seguenti principali componenti:

1. **Tachimetro:** è l'elemento sensibile alla velocità angolare;
2. **Servomotore:** agisce sul distributore di turbina;
3. **Accelerometro:** è l'elemento sensibile alla derivata della velocità angolare;
4. **Variagiri:** è un componente in grado di modificare l'apertura del distributore di turbina a seguito di un comando ricevuto dall'esterno.

Si vuole illustrare il principio di funzionamento di uno dei primi regolatori di velocità adottati che, seppur in disuso da tempo, è didatticamente utile per comprendere il meccanismo di regolazione. Questo regolatore è illustrato di seguito:

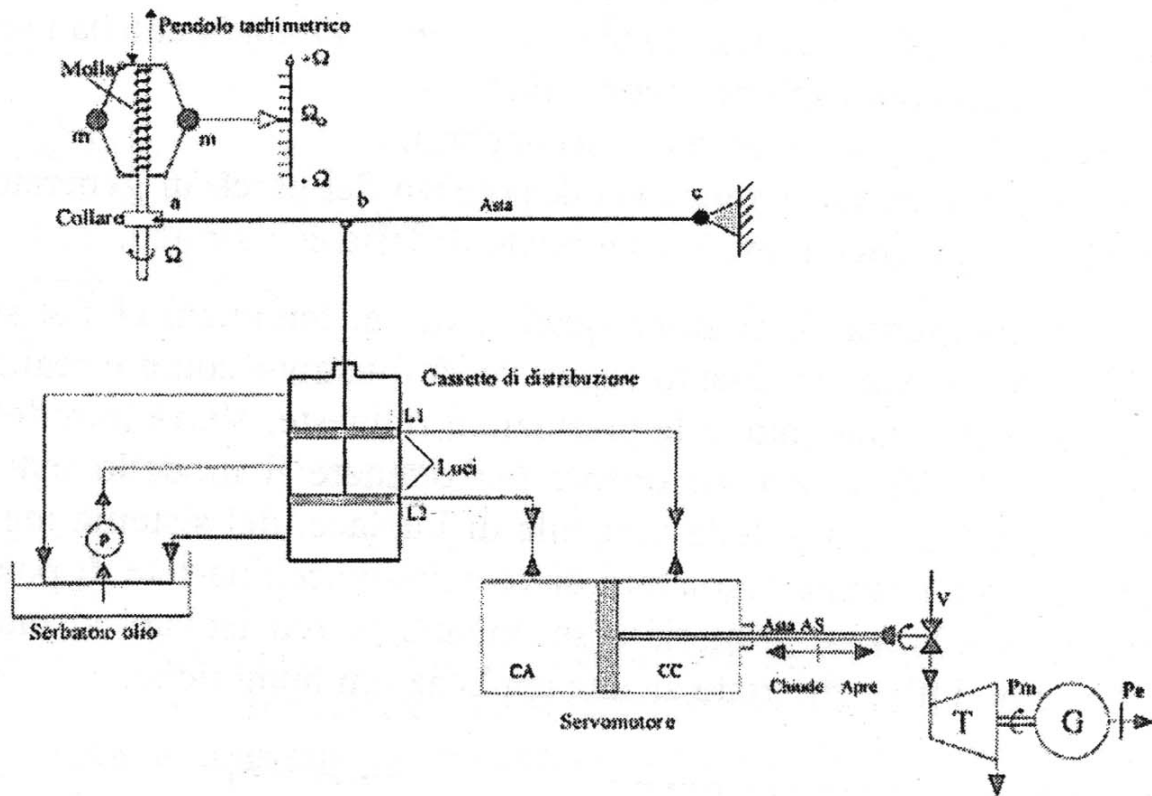


Figura 191 - Regolatore statico.

La potenza erogata dalla turbina dipende dall'apertura del distributore, il quale a sua volta è comandato da un sistema sensibile allo scarto di velocità rispetto alla velocità nominale. L'azione del tachimetro sul cassetto di distribuzione è tale da far aprire o chiudere le luci che collegano il cassetto al servomotore. A seconda del segno dello scarto di velocità si può avere un aumento o una riduzione del volume V_0 . Analiticamente si può scrivere che la derivata del volume di fluido (incomprimibile) è proporzionale secondo un certo fattore k_1 alla variazione della velocità:

$$\frac{d(V - V_0)}{dt} = -k_1(\Omega - \Omega_0)$$

Si adotterà, d'ora in avanti, la notazione per cui

$$V - V_0 = \Delta V$$

$$\Omega - \Omega_0 = \Delta \Omega$$

e così via. Tornando all'equazione e scrivendola in valori relativi si ottiene:

$$\frac{d\Delta V^*}{dt} = -k_1 \Delta \Omega^*$$

Passando alle L-trasformate, si ha:

$$p\Delta V^* = -k_1 \Delta \Omega^*$$

Ovvero:

$$\Delta V^* = -\frac{k_1}{p} \Delta \Omega^*$$

A questo punto si può osservare che la variazione ΔV^* è pari alla variazione della potenza meccanica (N.B: sempre in valori relativi!) ΔP_m^* . Si può quindi concludere che

$$\Delta P_m^* = -\frac{k_1}{p} \Delta \Omega^*$$

La costante k_1 è pari a $1/T_s$ dove T_s è la costante di tempo del servomotore:

$$\Delta P_m^* = -\frac{1}{pT_s} \Delta \Omega^*$$

La risposta a regime ($t \rightarrow \infty, p \rightarrow 0$) è $\Delta \Omega = 0$. Tale regolatore è detto **astatico**, ed ha il difetto di non essere stabile, quindi con risposta alle variazioni di carico di tipo oscillatorio non smorzato. Inoltre, in presenza di più macchine dotate di un tale regolatore, la ripartizione della potenza tra le macchine risulta indeterminata.

Per ovviare a tale fenomeno è possibile adottare una versione modificata del regolatore che comprenda una camma sull'asta del servomotore, che, attraverso dei rinvii meccanici, agisce sull'asta di regolazione del cassetto di distribuzione:

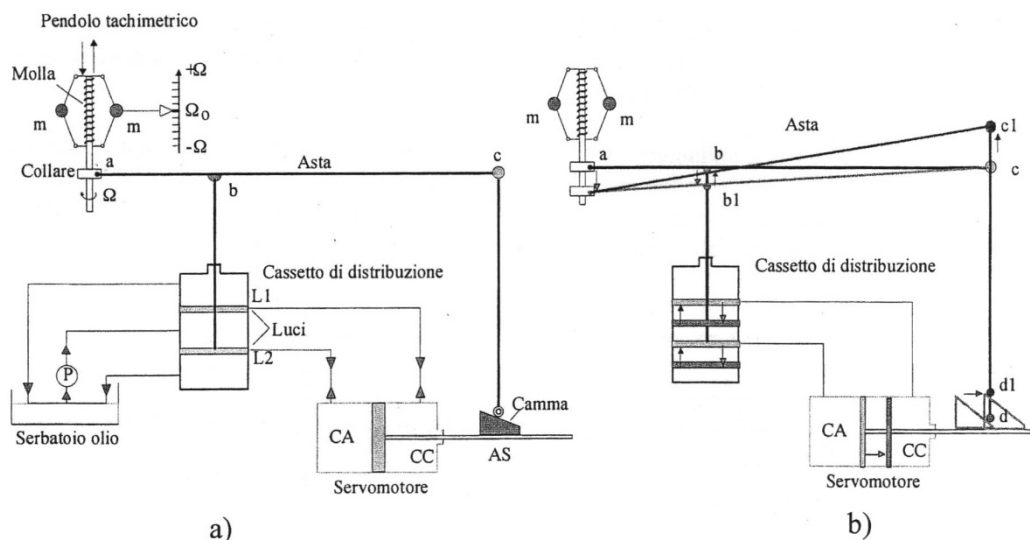


Figura 192 - Regolatore astatico. a) A riposo; b) In azione.

In questo caso il transitorio di risposta alle variazioni di carico è di tipo oscillatorio smorzato e la caratteristica è inclinata:

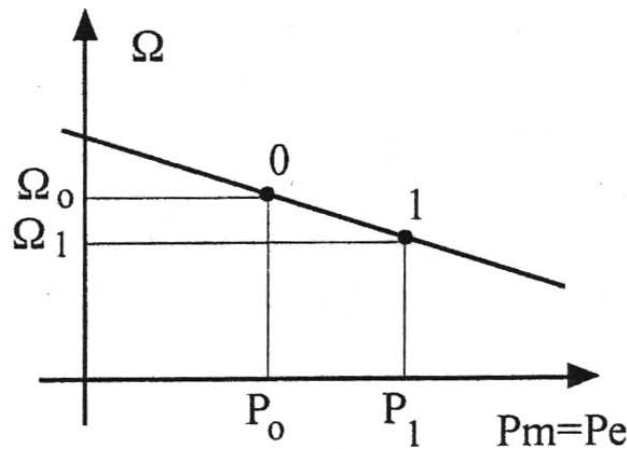


Figura 193 – Caratteristica $P_m - \Omega$ del regolatore astatico.

Tale regolatore è detto **statico**. Lo schema a blocchi guadagna una retroazione stabilizzante σ detto **statismo permanente** che è proporzionale all'inclinazione della camma:

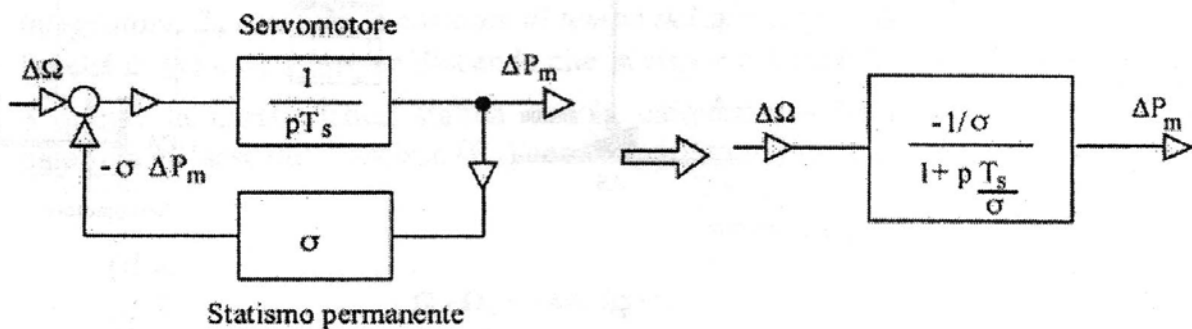


Figura 194 - Schema a blocchi di un regolatore astatico.

La funzione di trasferimento del regolatore è pari a:

$$\Delta P_m^* = -\frac{1/\sigma}{1 + p \frac{T_s}{\sigma}} \Delta \Omega^*$$

La risposta a regime ($p \rightarrow 0$) è pari a:

$$\Delta \Omega^* = -\sigma \Delta P_m^*$$

Che in valori assoluti restituisce:

$$\frac{\Omega - \Omega_n}{\Omega_n} = -\sigma \frac{P - P_n}{P_n}$$

Da cui

$$\Omega - \Omega_n = -\sigma_a (P - P_n)$$

Dove

$$\sigma_a = \sigma \frac{\Omega_n}{P_n}$$

È detto **statismo assoluto**. Si definisce **energia regolante della macchina** ($MW \cdot s$) la grandezza:

$$K_E = \frac{1}{\sigma_a}$$

Tanto maggiore è lo statismo permanente e tanto più rapidamente il transitorio viene smorzato. Tuttavia, all'aumentare di σ aumenta l'errore di regolazione in quanto lo scarto tra velocità di regime e velocità assunta dopo la regolazione si fa maggiore.

Per rendere migliore la regolazione, si può dotare la macchina, oltre che di statismo permanente σ_p , di una **statismo transitorio** σ_t che risulti elevato nei primi istanti del transitorio e ridursi successivamente:

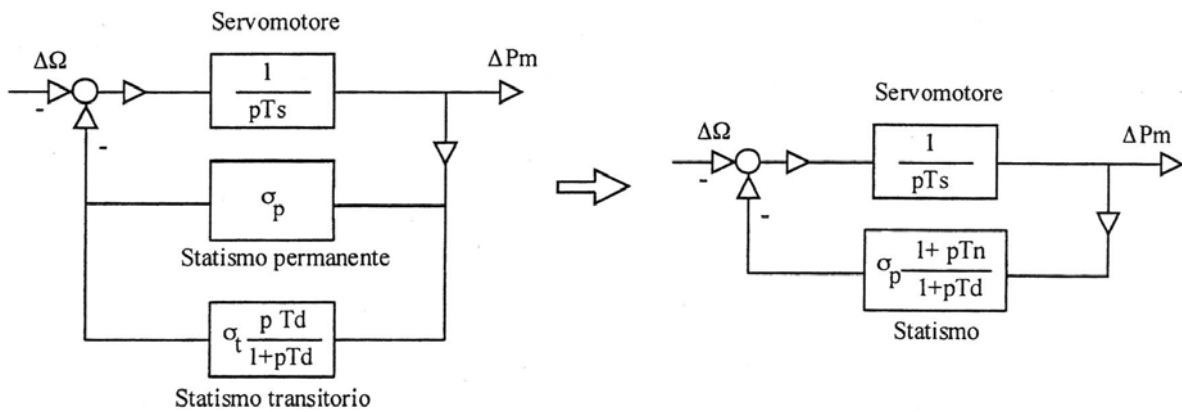


Figura 195 - Statismo transitorio.

un altro modo per ottenere degli effetti analoghi a quelli di uno statismo transitorio è quello di utilizzare un **accelerometro** che modifica lo schema a blocchi come segue:

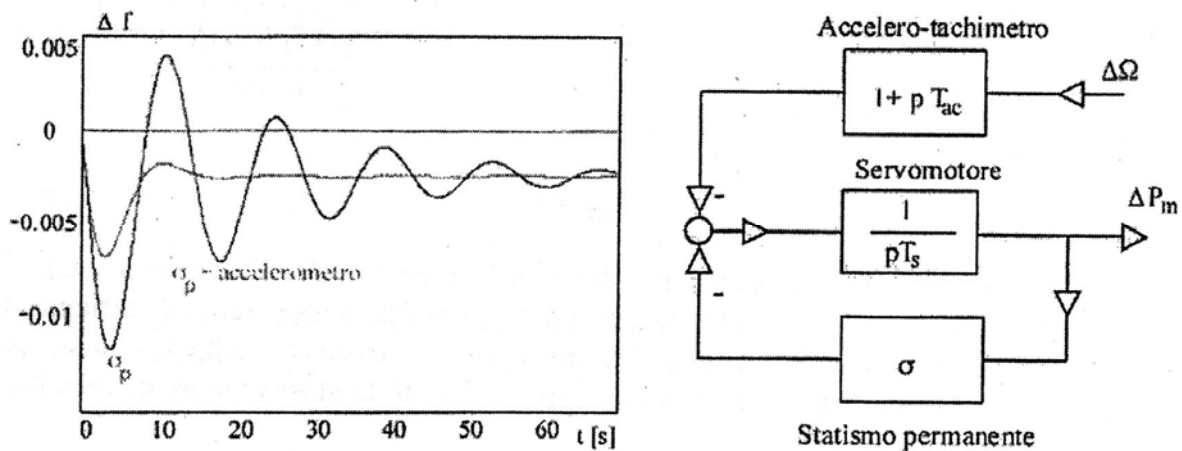


Figura 196 - Regolatore astatico con accelerometro.

Si noti che l'utilizzo di un accelerometro migliora notevolmente le prestazioni del sistema in termini di velocità di risposta e stabilità.

6.4.3. Massa rotante, carico e rete di potenza infinita

Per quanto riguarda la **macchina sincrona** intesa come massa in rotazione, per la prima legge della dinamica si può scrivere

$$P_r = C_r \Omega$$

È possibile sviluppare in serie di Taylor tale espressione. Limitandosi al primo ordine si ha:

$$\Delta P_r = \Delta C_r \Omega + C_r \Delta \Omega$$

Passando ai valori relativi:

$$\Delta P_r^* = \Delta C_r^* + \Delta \Omega^*$$

È altresì possibile, sempre per la massa rotante, l'equazione di equilibrio delle coppie:

$$C_r = C_m - C_e = J \frac{d\Omega}{dt}$$

A regime la coppia risultante C_r è ovviamente nulla. Per gli incrementi si può scrivere:

$$\Delta C_m - \Delta C_e = J \frac{d(\Delta \Omega)}{dt}$$

Passando ai valori relativi:

$$\Delta C_r^* = \Delta C_m^* - \Delta C_e^* = J \frac{\Omega_0}{C_0} \frac{d\Delta \Omega^*}{dt}$$

Introducendo il tempo di avviamento della macchina T_a , definito come:

$$T_a = J \frac{\Omega_0}{C_0} = J \frac{\Omega_0^2}{P_0}$$

si ha:

$$\Delta C_r^* = T_a \frac{d\Delta \Omega^*}{dt}$$

Passando alle L-trasformate:

$$\boxed{\Delta C_r^* = p T_a \Delta \Omega^*}$$

A questo punto, ricordando che $\Delta P_r^* = \Delta C_r^* + \Delta \Omega^*$ è possibile scrivere:

$$\Delta P_r^* = \Delta \Omega^* + p T_a \Delta \Omega^*$$

Da cui giungere alla **funzione di trasferimento della massa rotante**:

$$\Delta \Omega^* = \frac{1}{1 + p T_a} \Delta P_r^*$$

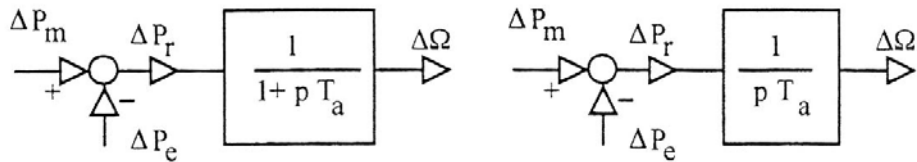


Figura 197 - Schema a blocchi della massa rotante.

Per quanto riguarda il **carico**, esso si può considerare un assorbimento di potenza P_e in funzione della frequenza, con legge lineare. La relazione tra variazione di potenza elettrica richiesta dal carico e la frequenza è del tipo:

$$\Delta P_e = \Delta P_{e0} + K_c \frac{P_n}{f_n} (f - f_n)$$

Dove ΔP_{e0} è la variazione di potenza elettrica non dipendente dalla frequenza mentre la grandezza

$$K'_c = K_c \frac{P_n}{f_n}$$

È detta **energia regolante del carico**. Passando ai valori assoluti si trova:

$$\Delta P_e^* = \Delta P_{e0}^* + K_c \Delta f^*$$

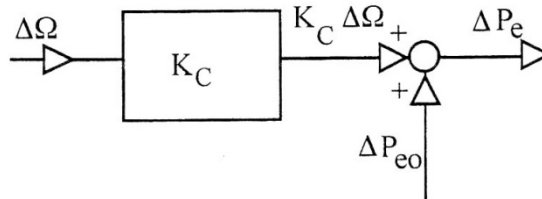


Figura 198 - Schema a blocchi del carico.

Per quanto riguarda la **rete di potenza infinita**, la funzione di trasferimento che lega la variazione di potenza elettrica ΔP_e alla variazione di velocità della macchina Δn e della frequenza di rete Δf è la seguente:

$$\Delta P_e = \frac{1}{pT_\infty} (\Delta n - \Delta f)$$

Con

$$T_\infty = \frac{P_n}{P_{s0} \omega_n} \quad e \quad P_{s0} = 3 \frac{E_n E}{X} \cos \delta_0$$

P_{s0} è la potenza sincronizzante

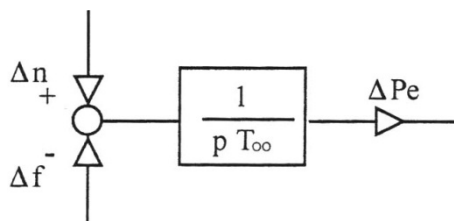


Figura 199 - Schema a blocchi della rete di potenza infinita.

6.4.4. Macchina che eroga su una rete passiva

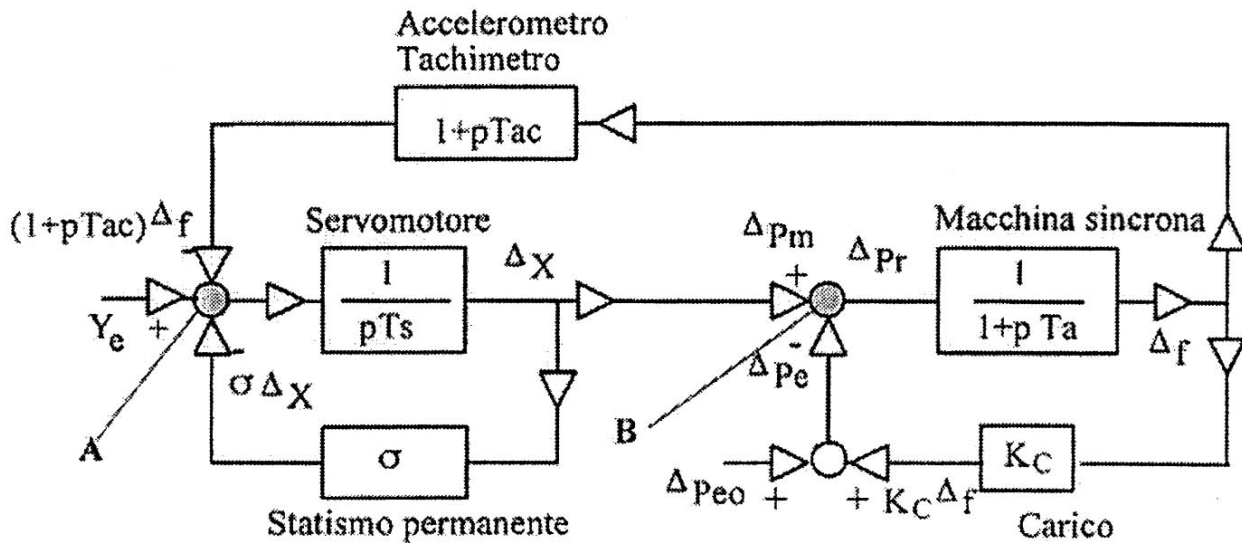


Figura 200 - Schema a blocchi di una macchina che eroga su una rete passiva,

Nella figura sovrastante tutte le grandezze sono espresse in p.u. La caratteristica statica del regolatore $\Delta f - \Delta P_m$ già precedentemente trovata è

$$\Delta f^* = -\sigma \Delta P_m^* + Y_e$$

In cui è stato aggiunto il segnale esterno Y_e . Passando ai valori assoluti si ha

$$\frac{f - f_n}{f_n} = -\sigma \frac{P - P_{mo}}{P_n} + Y_e$$

Da cui la caratteristica statica:

$$f - f_0 = -\sigma \frac{f_n}{P_n} (P - P_{mo}) + f_n Y_e$$

Tale espressione rappresenta una retta nel piano $f - P_m$, passante per il punto (P_{mo}, f_0) e di coefficiente angolare $-\sigma f_n/P_n$ e la cui intercetta sull'asse f può essere variata mediante il segnale Y_e :

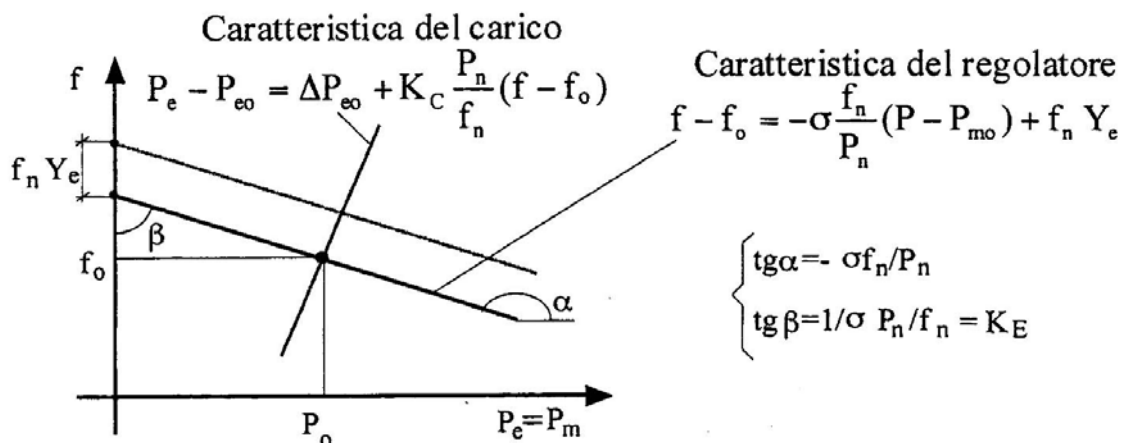


Figura 201 - Caratteristica $P_m - f$ di una macchina che eroga su una rete passiva.

Variazione di carico

Una variazione di carico ΔP_{eo} provoca una traslazione orizzontale della caratteristica del carico:

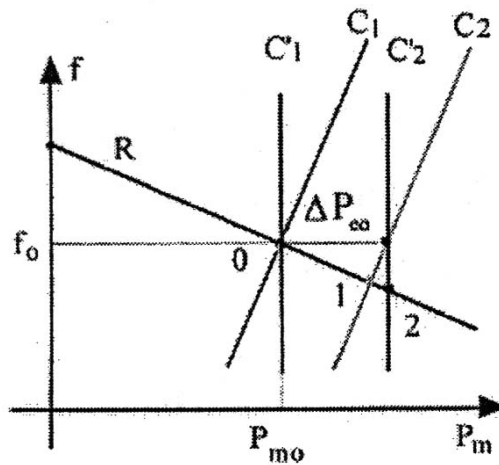


Figura 202 - Variazione di carico per una macchina che eroga su una rete passiva.

Sicché il nuovo punto di funzionamento è il numero 1.

Variazione del segnale esterno

Se viene variato il segnale esterno si ha la traslazione verticale della caratteristica della macchina.

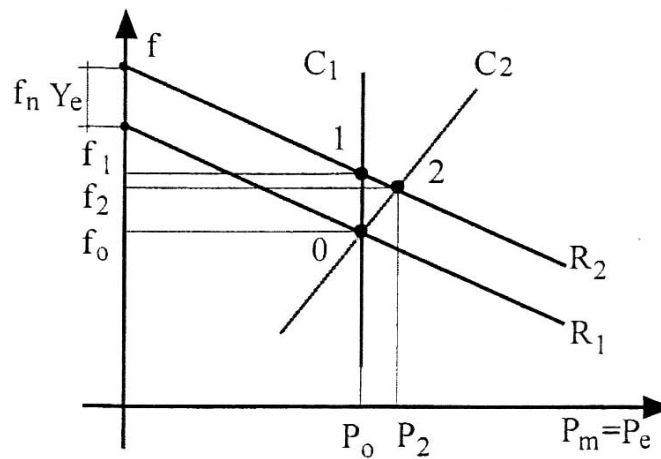


Figura 203 - Variazione di segnale esterno per una macchina che eroga su una rete passiva.

Sicché il nuovo punto di funzionamento è il numero 2.

6.4.5. Macchina che eroga su una rete di potenza infinita

Qwerty

6.5. Schemi di stazione

6.5.1. Schema a semplice sbarra

$$i = 1; \quad s = 2$$

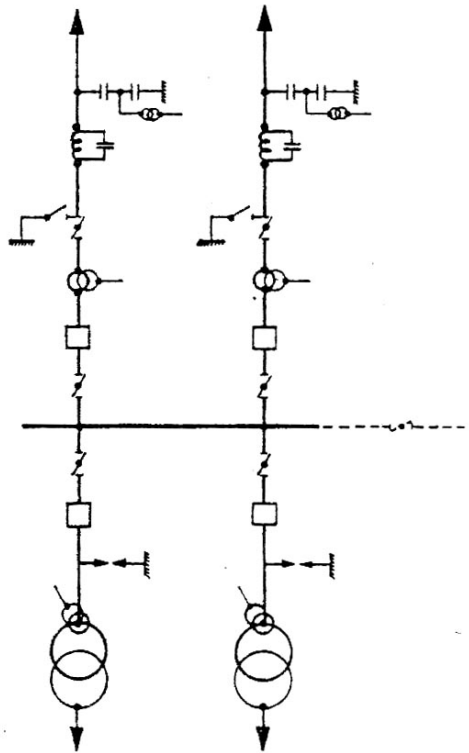


Figura 204 - Schema a semplice sbarra.

Lo schema a semplice sbarra è adatto per stazioni di minore importanza con pochi stalli.

Vantaggi:

- Semplice concezione;
- Costi ridotti.

Svantaggi:

- Minima elasticità e sicurezza di esercizio;
- Fuori servizio dell'intera stazione per manutenzione sulla sbarra (metà stazione se presente il sezionatore di sbarra);
- Fuori servizio del montante per manutenzione sui sezionatori.

Durante la manutenzione è sempre necessario mettere fuori servizio lo stallo o, se si vuole accedere ai sezionatori di sbarra, l'intera stazione. Per ovviare a questo problema è possibile utilizzare una configurazione con sezionatore di by-pass.

6.5.2. Schema a semplice sbarra con sezionatori di by-pass

$$i = 1; \quad s = 3$$

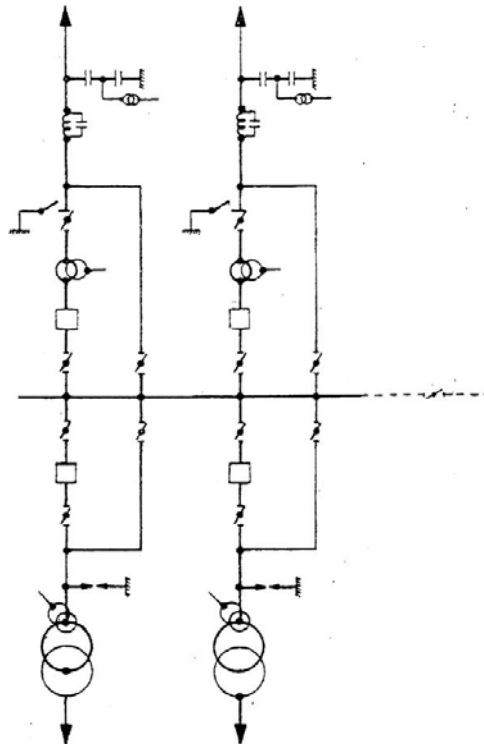


Figura 205 - Schema a semplice sbarra con sezionatori di by-pass.

L'aggiunta dei sezionatori di by-pass, rispetto allo schema a semplice sbarra migliora la continuità di servizio, ma la disposizione fisica risulta più complicata e la sicurezza ridotta per la presenza delle sovrappassi delle sbarre. Inoltre, nei periodi in cui è chiuso un sezionatore di by-pass, un guasto sulla corrispondente linea causa il fuori servizio totale della stazione.

Ulteriori vantaggi (rispetto alla sbarra semplice):

- Manutenzione su interruttori/sezionatori senza fuori servizio del montante.

Ulteriori svantaggi:

- Necessità di realizzare traversate a quota H_2 rispetto alle sbarre (H_1) con peggioramento della sicurezza;
- Il guasto su linea chiusa con sezionatore di by-pass comporta il fuori servizio dell'intera stazione.

6.5.3. Schema a singola sbarra e sbarra di traslazione

$$i = \frac{n + 1}{n}; \quad s = \frac{3n + 2}{n}$$

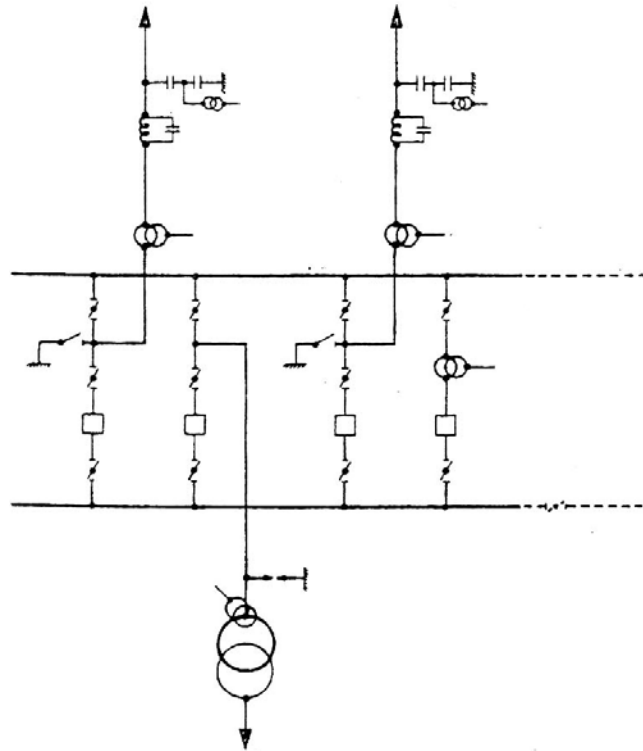


Figura 206 - Schema a singola sbarra e sbarra di traslazione.

In aggiunta alla sbarra semplice, lo schema comprende la sbarra di traslazione e l'interruttore di traslazione che può sostituire qualunque altro interruttore senza interrompere il servizio. Questo schema aveva una certa validità quando venivano utilizzati gli interruttori in olio, che richiedevano frequenti manutenzioni.

Vantaggi:

- Uso dell'interruttore di traslazione in sostituzione di ogni interruttore di montante senza fuori servizio;
- Possibilità di manutenzione sulla sbarra senza fuori servizio della stazione;
- Non necessarie le connessioni di by-pass per la sostituzione/manutenzione interruttori.

Svantaggi:

- Schema non adatto per servizi separati sulle due sbarre.

6.5.4. Schema a doppia sbarra

$$i = \frac{n + 1}{n}; \quad s = \frac{3n + 2}{n}$$

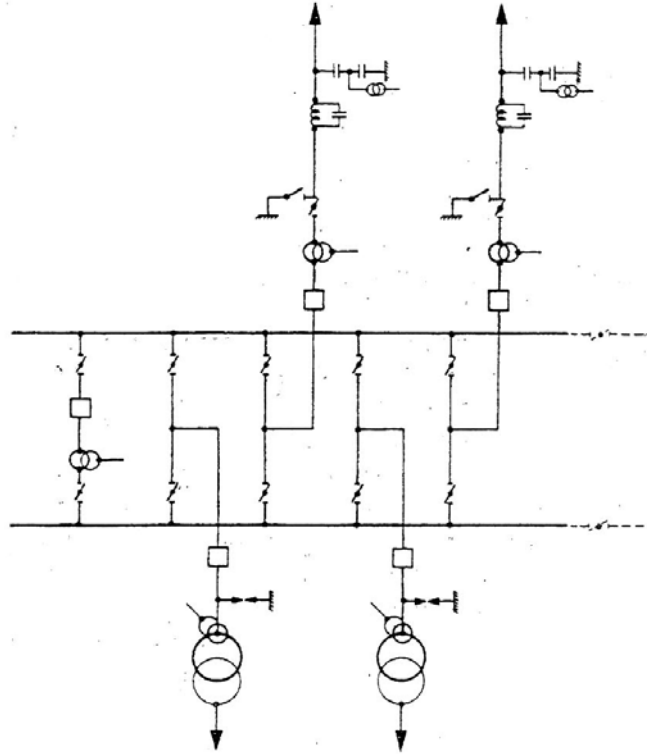


Figura 207 - Schema a doppia sbarra.

Lo schema a doppia sbarra rappresenta la naturale evoluzione dello schema a semplice sbarra. È la soluzione di gran lunga più utilizzata in Italia e in Europa. In questo schema è presente un interruttore chiamato **interruttore di parallelo sbarre** che consente di mettere in parallelo le due sbarre, oppure di effettuare servizi separati a seconda delle esigenze di esercizio.

In seguito all'avaria di un interruttore di linea si può temporaneamente utilizzare come riserva l'interruttore di parallelo sbarre. Quando si presenta un guasto su una sbarra si perdono momentaneamente tutti gli stalli connessi a quella sbarra. Successivamente se il congiuntore di sbarre era chiuso viene aperto e gli stalli perduti si connettono alla sbarra sana.

Vantaggi:

- Semplicità e buona elasticità di esercizio;
- Manutenzione e/o sostituzione interruttori con minimo fuori servizio della linea attraverso le connessioni di by-pass dell'interruttore.

Svantaggi:

- Il guasto in sbarra comporta la perdita temporanea del servizio sulla sbarra;

6.5.5. Schema a doppia sbarra e sbarra di traslazione

$$i = \frac{n + 1}{n}; \quad s = \frac{4n + 3}{n}$$

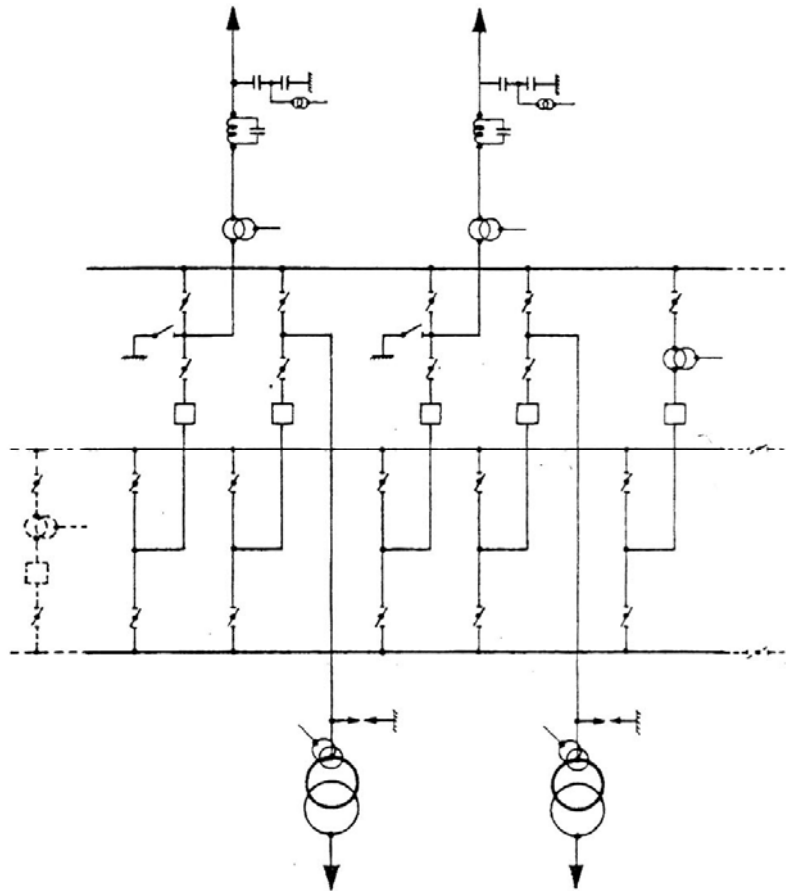


Figura 208 - Schema a doppia sbarra e sbarra di traslazione.

Tale schema aggiunge i vantaggi della sbarra di traslazione al già flessibile schema del doppia sbarra. Può essere giustificato nel caso siano necessari frequenti manutenzioni (o per pulizie, ad esempio in caso di atmosfera inquinata) e che tali manutenzioni possano rendere precario l'esercizio (reti scarsamente magliate).

Vantaggi:

- Servizio separato e manutenzione/sostituzione interruttore senza connessioni di by-pass.

Svantaggi:

- Costo maggiore rispetto al doppia sbarra.

6.5.6. Schema a doppia sbarra a due interruttori per montante

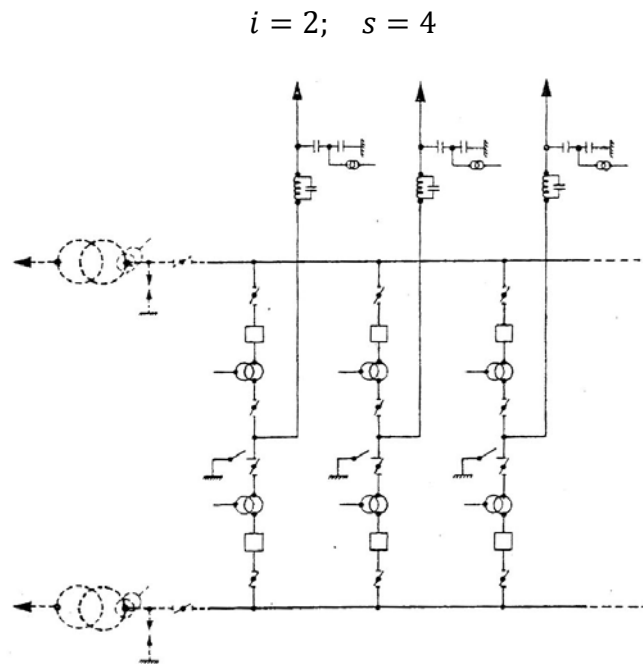


Figura 209 - Schema a doppia sbarra a due interruttori per montante.

Tale schema è caratterizzato da una elevata continuità di servizio e facilità di manutenzione, pregi che si aggiungono all'elasticità dello schema a doppia sbarra. Un guasto in servizio normale (cioè con tutti gli interruttori chiusi) non fa aprire alcuno stallo. Da notare la possibilità di collegamento alle sbarre di trasformatori per mezzo di soli sezionatori (tratteggiati in figura). Tale disposizione rende l'utilizzo degli interruttori più razionale e permette di ridurre sensibilmente il costo della stazione (ad esempio per quattro linee e due trasformatori si ha $i = 1,33$). Tuttavia tale schema è il più costoso tra tutti i possibili schemi, e il suo utilizzo è raramente giustificato.

Vantaggi:

- Semplicità di schema;
- Schema con elasticità di esercizio più elevata di tutti;
- I guasti di sbarra non pregiudicano la continuità di esercizio della sezione;
- Differenziale di sbarra di semplice concezione.

Svantaggi:

- Schema con il costo più elevato di tutti.

6.5.7. Schema a doppia sbarra ad 1 interruttore e ½ per montante

$$i = 1,5; \quad s = 3$$

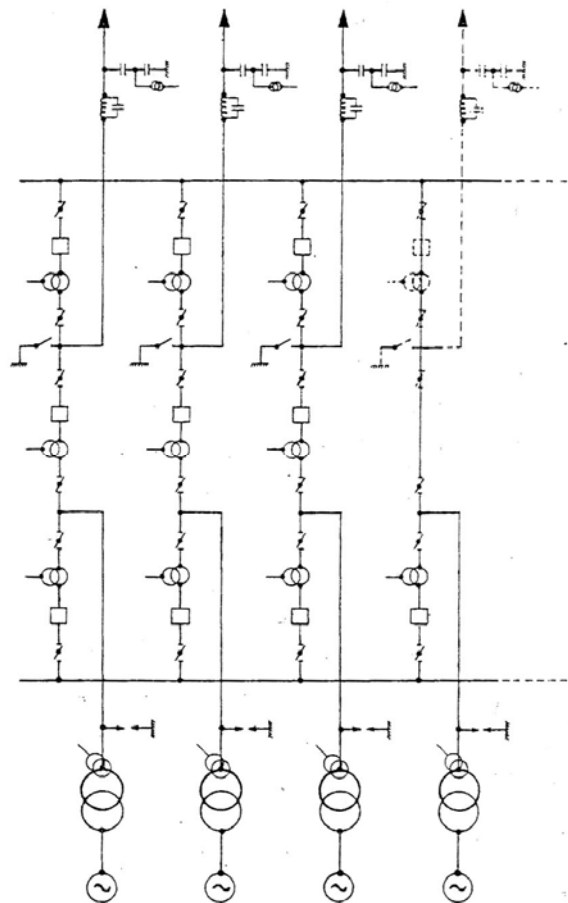


Figura 210 - Schema a doppia sbarra ad 1 interruttore e ½ per montante.

Rappresenta un compromesso tra il sistema a doppia sbarra e il sistema a doppia sbarra a due interruttori per montante. Si può fare manutenzione su un qualsiasi interruttore senza interrompere il servizio delle linee.. un guasto di sbarra non fa aprire alcuno stallo. Inoltre, aprendo i due interruttori di sbarra si realizza un servizio separato di due linee attraverso l'interruttore centrale. Tuttavia si hanno complicazioni nelle protezioni di linea e le apparecchiature (TA, interruttori) devono essere in grado di sopportare le correnti di due stalli.

Vantaggi:

- Elasticità di esercizio elevata;
- Buon compromesso tra costi e sicurezza/elasticità di servizio.

Svantaggi:

- Apparecchiature dimensionate per correnti più elevate delle singole derivazioni;
- Collocazione rigida dei montanti – due montanti “affacciati”;
- Complicazione dei circuiti di protezione delle linee.

6.5.8. Schema a doppia sbarra ad 1 interruttore e $\frac{1}{3}$ per montante

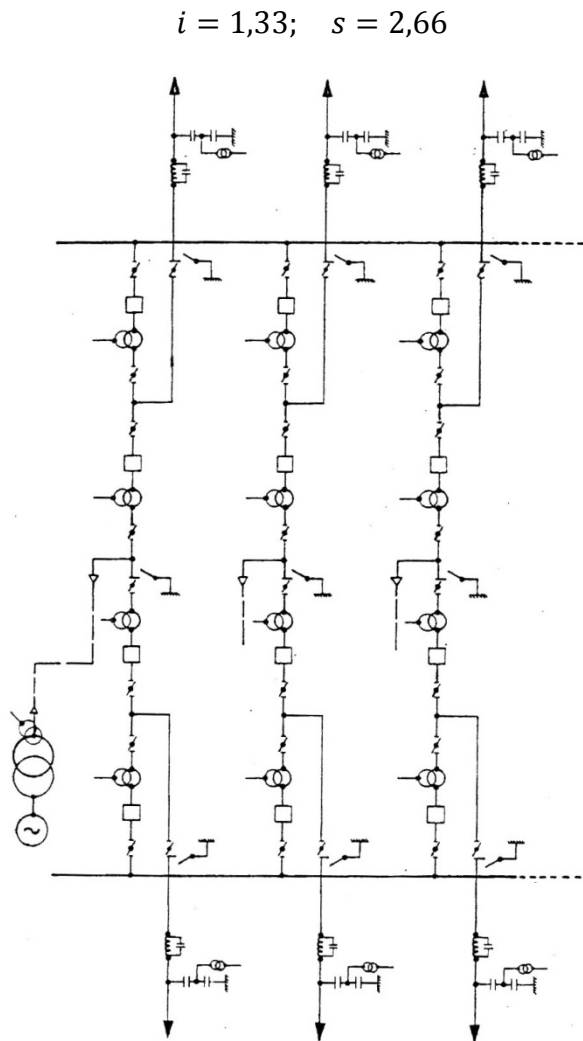


Figura 211 - Schema a doppia sbarra ad 1 interruttore e $\frac{1}{3}$ per montante.

Rappresenta una ulteriore complicazione del sistema a doppia sbarra a 1,5 interruttori per montante. Risulta più economica. Si avvicina allo schema ad anello.

Vantaggi:

- Buona elasticità di esercizio;
- Costo inferiore rispetto al “doppia sbarra a 1,5 interruttori per montante”.

Svantaggi:

- Difficoltà di ottenimento della selettività di intervento delle distanziometriche;
- Costo ancora più elevato rispetto al “doppia sbarra con un interruttore per montante”;
- Collocazione rigida dei montanti – due montanti “affacciati”;
- Montante centrale in cavo;
- Schema abbastanza complesso.

6.5.9. Schema ad anello

$$i = 1; \quad s = 3$$

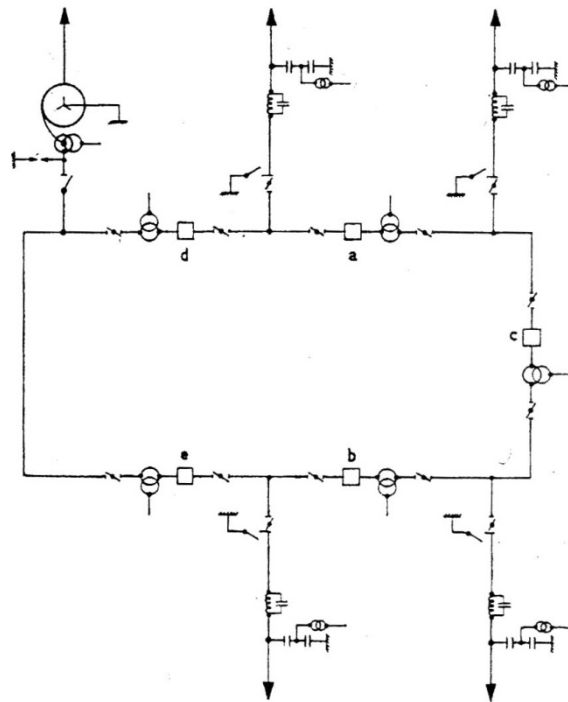


Figura 212 - Schema da anello.

Questo schema presenta diversi vantaggi e svantaggi, riportati di seguito.

Vantaggi:

- Ogni montante fa capo a due interruttori con $i = 1$ (basso costo ed elevata sicurezza);
- Disposizione compatta;
- Elevata flessibilità nella disposizione delle linee in uscita.

Svantaggi:

- Complessità dei circuiti di protezione e richiusura;
- Con anello aperto c'è il rischio di separazione del servizio;
- Difficoltà di ampliamento;
- Correnti di circolazione elevate;
- Conveniente solo per un numero di stalli modesto (max. 5).

6.5.10. Schema per due linee ed un trasformatore

$$i = 0,66; \quad s = 2$$

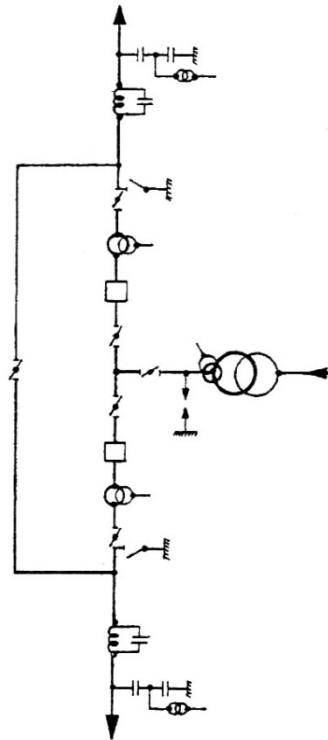


Figura 213 - Schema per due linee ed un trasformatore.

Il sezionatore di by-pass consente di mantenere in esercizio linee e trasformatore anche durante la manutenzione di un interruttore. Ovviamente quando il by-pass è chiuso si perde la selettività delle protezioni: un guasto in una linea causa il disservizio totale.

Tale schema è caratterizzato da economicità e semplicità.

Vantaggi:

- Semplice ed economico.

Svantaggi:

- Con interruttore di by-pass chiuso non si ha selettività degli interruttori;
- Con interruttore di by-pass aperto si ha il fuori servizio delle linee in caso di guasto al trasformatore.

Appendice

A. Richiami di termodinamica

A.1. Il primo principio della termodinamica

Qwerty

A.2. Il lavoro tecnico e il lavoro di compressione

Qwerty

A.3. Il calore specifico

Qwerty

A.4. Trasformazioni termodinamiche notevoli

Qwerty

B. Combustibili e combustione

B.1. I combustibili fossili

I combustibili fossili possono essere classificati in:

- **Solidi**
- **Liquidi**
- **Gassosi**

Possono essere a loro volta suddivisi in

- **Naturali**
- **Derivati**

Di seguito viene riportata una tabella riassuntiva dei vari tipi di combustibili esistenti:

COMBUSTIBILI SOLIDI	
NATURALI	DERIVATI
<ul style="list-style-type: none"> • Carboni fossili (torba, lignite, litantrace, antracite) • Legna 	<ul style="list-style-type: none"> • Coke (di carbone fossile) • Carbone di legna • Residui vegetali (sansa di nocciolo d'oliva, vinaccia esausta, ecc.)
COMBUSTIBILI LIQUIDI	
NATURALI	DERIVATI
<ul style="list-style-type: none"> • Petrolio greggio 	<ul style="list-style-type: none"> • Benzine (di distillazione) • Gasolio • Olio diesel • Olio combustibile • Coke da petrolio
COMBUSTIBILI GASSOSI	
NATURALI	DERIVATI
<ul style="list-style-type: none"> • Gas naturali 	<ul style="list-style-type: none"> • Gas di città e di cokeria • Gas di generatori (d'acqua, d'aria, misto) • Gas da cracking e di raffineria • Acetilene • Idrogeno

Figura 214 - Combustibili.

Si definisce **potere calorifico** di un combustibile P_c , la quantità di calore prodotta dalla combustione completa di 1 kg di un combustibile. Viene distinto in **potere calorifico superiore** P_{cs} e **potere calorifico inferiore** P_{ci} . Il primo porta in conto il calore che si può ottenere dalla condensazione del vapore acqueo presente nei prodotti di combustione, per questo risulta sempre

$$P_{cs} > P_{ci}$$

I combustibili solidi – il carbone

I combustibili solidi naturali e derivati sono riportati nella seguente tabella:

NATURALI		DERIVATI
• Carboni fossili:		• Coke (di carbone fossile) • Carbone di legna
Età crescente ↓	• Torba • Lignite • Litantrace • Antracite	
• Legna		

Figura 215 - Combustibili solidi.

I carboni fossili di formazione più antica hanno un maggiore contenuto di carboni e, pertanto, sono più pregiati perché hanno un maggiore potere calorifico. In linea di massima si possono stimare i seguenti P_{ci} per i vari tipi di carboni:

Tipo di carbone	P_{ci} (kcal/kg)
Antraciti	8000 ÷ 8500
Litantraci	7800 ÷ 8000
Ligniti	5000 ÷ 6000 ÷ 7500

I combustibili liquidi – gli oli combustibili

Sono costituiti dai derivati del petrolio greggio. Oltre al carbonio e all'idrogeno contengono altri elementi come zolfo (S), vanadio (V), ceneri e acqua. La presenza dello zolfo e del vanadio assume particolare rilievo perché producono corrosione delle caldaie e delle turbine, non ché inquinamento atmosferico e del suolo.

I combustibili liquidi si ottengono per distillazione frazionata nelle torri di distillazione:

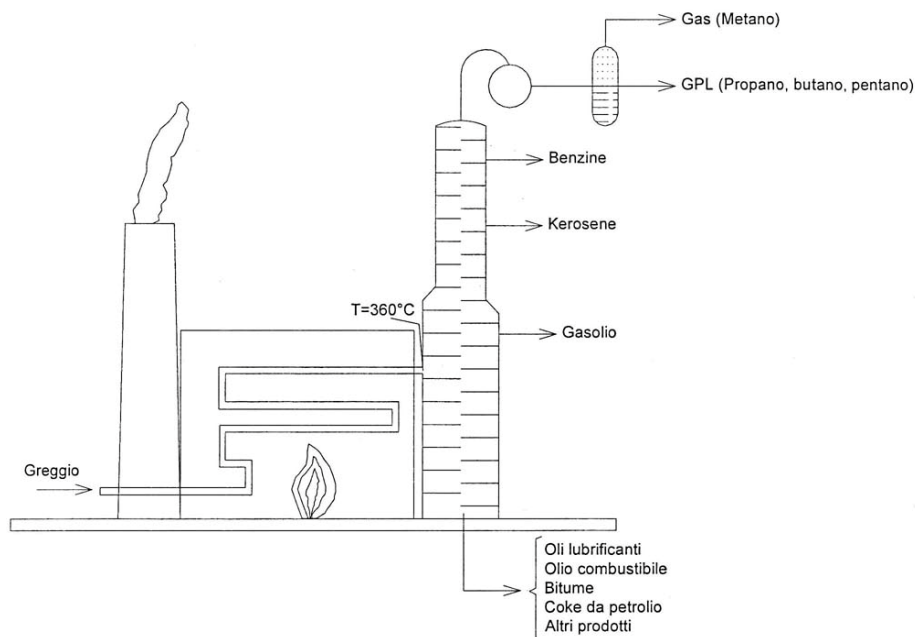


Figura 216 – Torre di distillazione frazionata.

Tra i vari prodotti della distillazione frazionata, gli oli combustibili sono stati fortemente utilizzati in ambito energetico.

Gli **oli combustibili** si dividono in speciali e non, a seconda del volume distillato a 300 °C. Quelli utilizzati nelle caldaie a vapore sono non-speciali e vengono distinti in:

- Densi (viscosità a 50 °C > 7 °E)
- Semifluidi (viscosità a 50 °C = 5 ÷ 7 °E)
- Fluidi (viscosità a 50 °C = 3 ÷ 5 °E)
- Fluidissimi (viscosità a 50 °C < 3 °E)

Le caratteristiche fondamentali degli oli combustibili sono:

- **Viscosità.** La misura della viscosità cinematica è complicata e pertanto, nella pratica, la viscosità viene misurata in gradi Engler (°E), definiti come *il rapporto tra il tempo impiegato da una certa quantità di fluido (200 cm³) e quello impiegato da uno stesso volume di acqua distillata ad una certa temperatura di riferimento (in genere 20 °C), ad attraversare un foro calibrato;*
- **Densità.** Cresce passando dai prodotti bassobollenti (benzine) a quelli altobollenti (oli). La densità è direttamente proporzionale alla viscosità;
- **Potere calorifico.** Il PCI è compreso tra 10100 ÷ 10500 kcal/kg;
- **Contenuto d'acqua.**
- **Punto d'infiammabilità.** È definito come *la temperatura T_{inf} alla quale il combustibile, posto in un vaso chiuso, produce una quantità di vapori tale da formare con l'aria una miscela che brucia in presenza continua di fiamma.* È una grandezza importante per lo stoccaggio del combustibile;
- **Tenore di zolfo.** Gli oli ad alto contenuto di zolfo (ATZ) costano meno però, per ridurre le emissioni inquinanti di SO₂, si devono installare costosi e ingombranti sistemi di desolfurazione dei fumi;
- **Ceneri.** Imbrattano e corrodono le pareti metalliche del generatore di vapore e i primi stadi delle turbine a gas. Tra esse il più importante è il vanadio, che è il principale responsabile delle corrosioni ad alta temperatura.
- **Tenore di vanadio.**

I combustibili gassosi

I combustibili gassosi si distinguono in:

- Gas naturale;
- Prodotti dalla gassificazione del carbone;
- Prodotti dalla distillazione del petrolio greggio;
- Prodotti per pirolisi del carbone o pirolisi e reforming nella raffinazione del petrolio.

Il **gas naturale** viene chiamato metano perché ne è composto generalmente per il 99%. Ha un PCI pari a 8500 ÷ 9000 kcal/Nm³ e produce una fiamma di colore azzurrognolo poco irraggiante. Non contiene né zolfo né vanadio e può bruciare con un basso eccesso d'aria. Tuttavia forma facilmente miscele esplosive.

B.2. La gassificazione del carbone

Quando il carbone è scadente, con basso potere calorifico, può risultare conveniente attuare la **gassificazione del carbone**. Essa consiste in una parziale combustione del carbone che genera un prodotto gassoso composto da monossido di carbonio (CO), idrogeno molecolare (H_2), metano (CH_4) e acido solfidrico (H_2S) in quantità variabile a seconda del tenore di zolfo.

Se si esegue la combustione incompleta del carbone utilizzando solo ossigeno in quantità stechiometrica si genera il cosiddetto **gas d'aria**, formato essenzialmente da CO ed avente un potere calorifico dell'ordine di 1000 kcal/Nm^3 .

Se, contemporaneamente alla combustione, viene iniettata acqua o vapore, si ottiene il cosiddetto **gas d'acqua**, costituito anche da idrogeno e metano, il cui P_c è di circa 2000 kcal/Nm^3 .

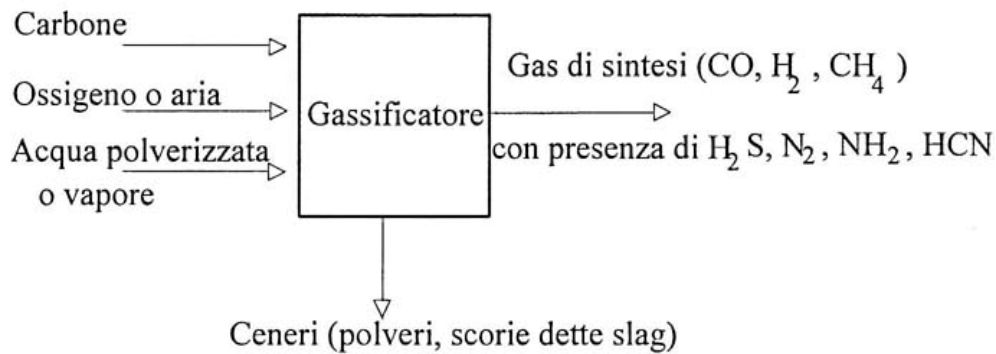
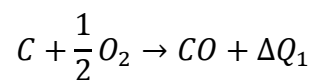


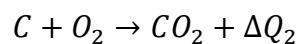
Figura 217 - Gassificatore.

Le principali reazioni che avvengono nel **gassificatore** sono:

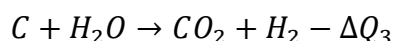
1. Combustione incompleta del carbonio:



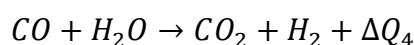
2. Combustione completa (con la quale si produce calore per stabilire la temperatura necessaria alle altre reazioni):



3. Gassificazione



4. Shift



5. Metanizzazione



Nei gassificatori il carbone subisce le seguenti trasformazioni:

- deumidificazione;
- Volatizzazione idrocarburi deboli;
- Formazione di molecole pesanti liquide (a $300 \div 500 \text{ }^\circ\text{C}$);
- Formazione di **gas di sintesi** e **char** (residuo carbonioso che gassifica più lentamente) per scissione delle molecole liquide (a $1000 \div 1200 \text{ }^\circ\text{C}$);
- Se la temperatura supera i $1200 \text{ }^\circ\text{C}$ il char fonde formando lo **slag** (residuo di grossa granulometria facile da asportare).

Tutti i moderni gassificatori operano a pressioni elevate ($20 \div 70 \text{ atm}$), il che permette di ridurre il volume del gassificatore, ma rende complicato il sistema di immissione del carbone nel reattore pressurizzato. I metodi utilizzati sono:

- Si introduce il carbone in un recipiente che viene pressurizzato ed introdotto nel reattore;
- Si diluisce il carbone con acqua ottenendo una miscela “**slurry**” che viene pompata nel reattore.

I procedimenti di gassificazione del carbone si possono ricondurre a quattro tecnologie principali:

1. **A letto fisso.** In tale gassificatore la temperatura di uscita dei gas è di circa $500 \text{ }^\circ\text{C}$. Immettendo una opportuna quantità d'acqua le reazioni possono essere a scambio termico verso l'esterno complessivamente nullo. Tale situazione è la migliore per l'esercizio. Il gas prodotto contiene idrocarburi liquidi che devono essere eliminati tramite lavaggio.

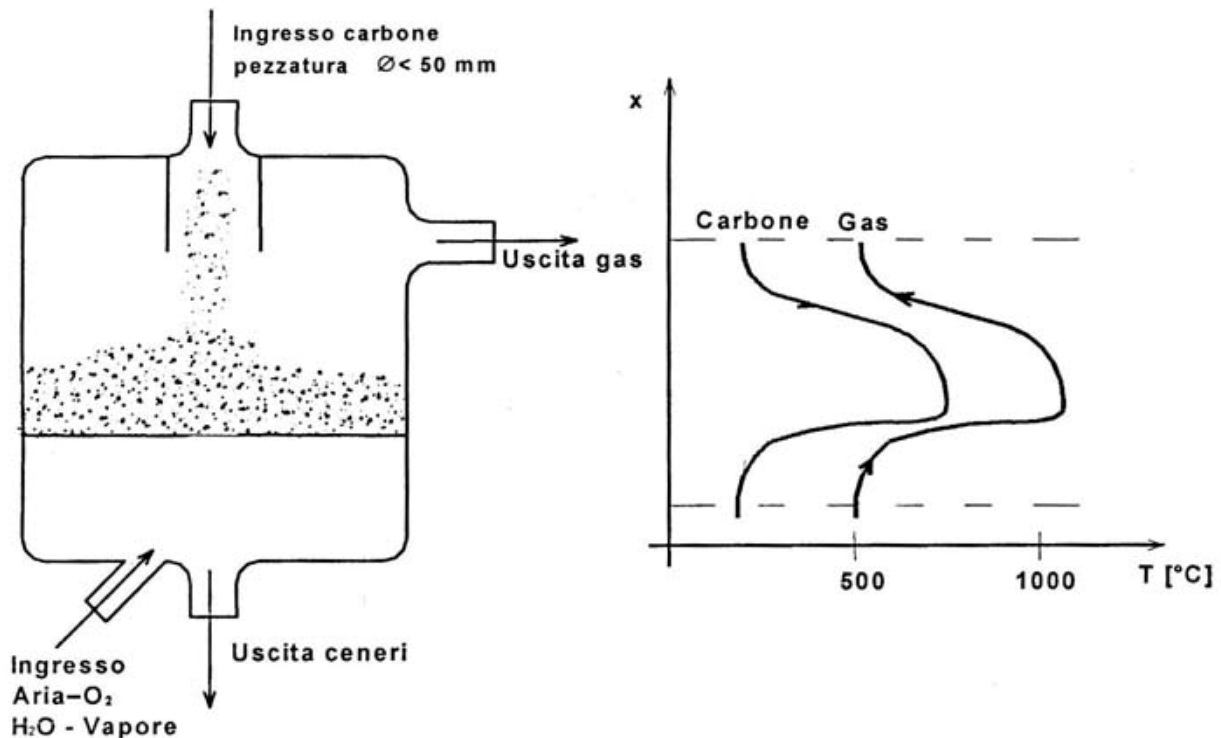


Figura 218 - Gassificatore a letto fisso.

2. **A letto fluido.** Il carbone viene introdotto dall'alto e viene mantenuto in sospensione da aria compressa insufflata dal basso. La temperatura di uscita del gas è di circa $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$. Per ottimizzare il processo si ricorre ad un ricircolo del char, abbattuto da un separatore a ciclone.

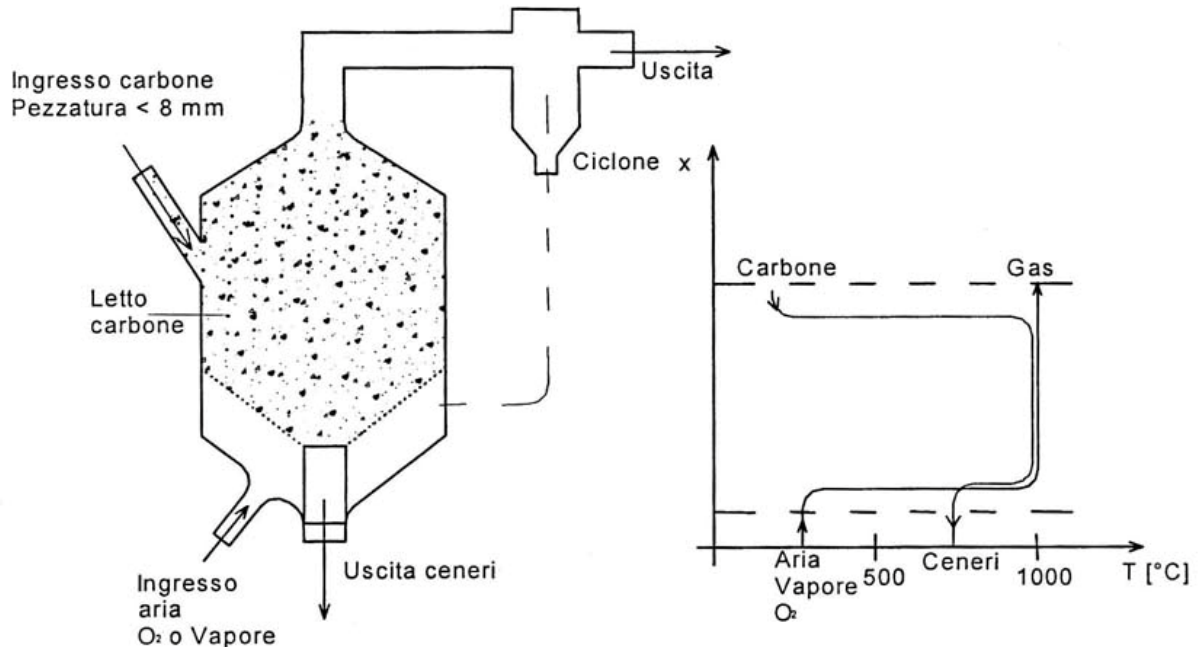


Figura 219 - Gassificatore a letto fluido.

3. **A letto trascinato.** La temperatura diminuisce dal basso verso l'alto; la temperatura di uscita del gas è di $1300 \div 1500\text{ }^{\circ}\text{C}$. Le ceneri a questa temperatura fondono trasformandosi in slag. L'elevata temperatura pone il problema del raffreddamento e recupero del calore. Questo tipo di gasogeno è il più utilizzato.

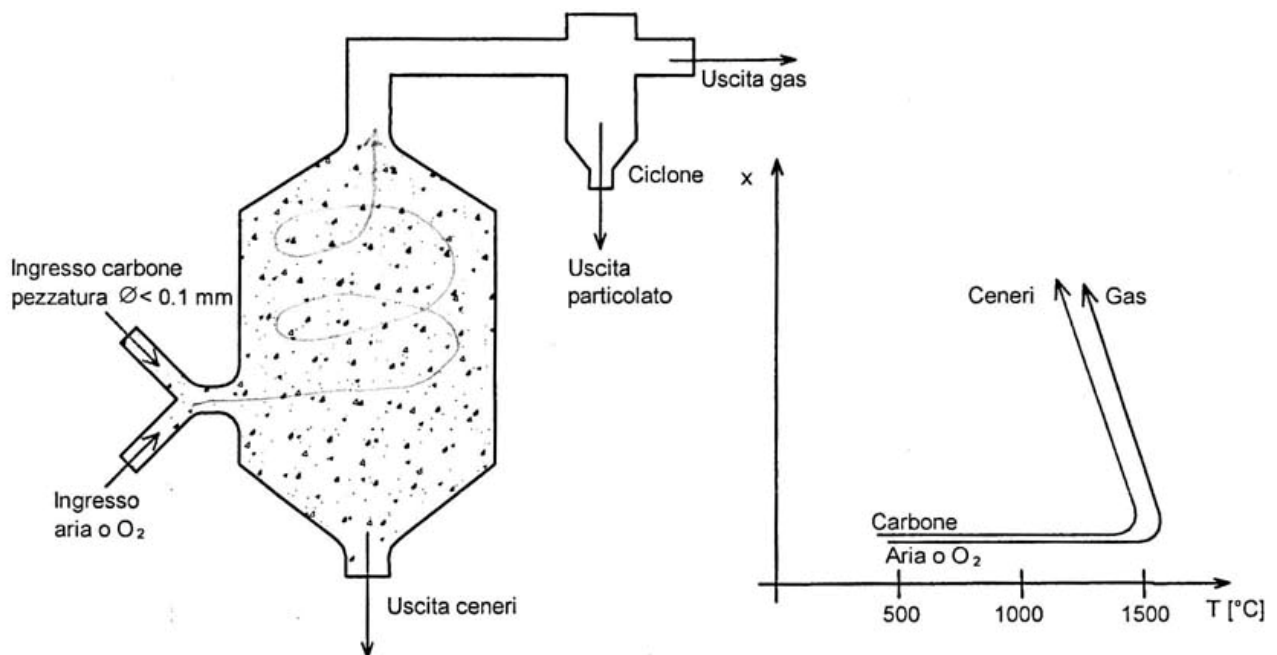


Figura 220 - Gassificatore a letto trascinato.

4. Pirolisi.

Altri elementi dell'impianto di gassificazione

Oltre al gassificatore vero e proprio, un impianto di gassificazione comprende alcuni sistemi ausiliari, come rappresentato di seguito:

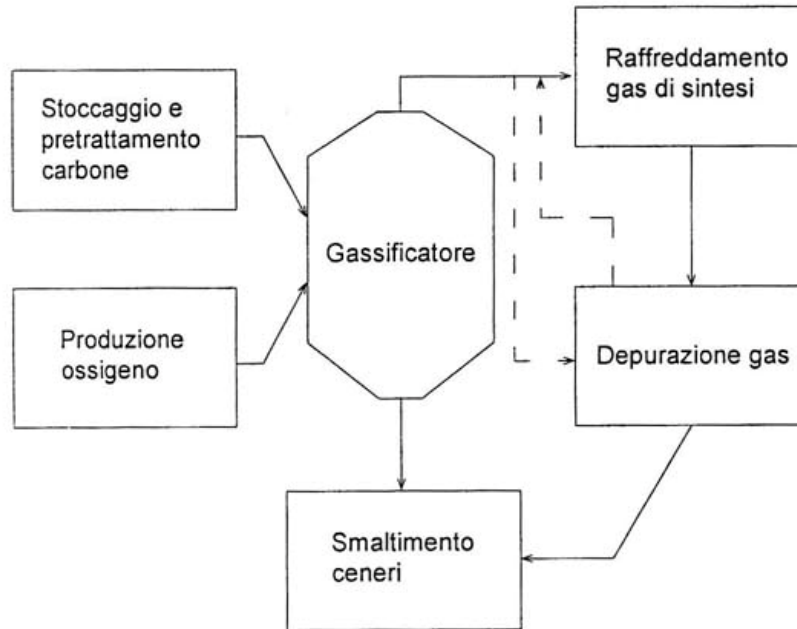


Figura 221 - Sistemi ausiliari di un impianto di gassificazione.

Si noti che la necessità di utilizzare ossigeno è dettata dal fatto di, utilizzando ossigeno, si ottengono i seguenti vantaggi:

1. Il gas prodotto ha un potere calorifico più alto di quello ottenuto usando aria, perché è assente l'azoto che è un gas inerte. Inoltre risulta più facile il raffreddamento del gas di sintesi;
2. Vengono contenute le dimensioni dei componenti per i minori volumi da trattare (assenza di azoto).

Di contro la separazione dell'ossigeno dall'azoto richiede la compressione dell'aria e la potenza assorbita per la produzione di ossigeno in un impianto di gassificazione a ciclo combinato è di circa il 10% della potenza totale assorbita per la compressione.

Nei gassificatori a letto trascinato è necessario utilizzare scambiatori di calore con superfici di scambio importanti per il raffreddamento del gas di sintesi.

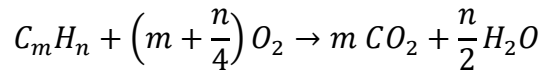
Il gas in uscita dal gassificatore non è direttamente utilizzabile come combustibile perché in esso sono presenti ceneri fini, acidi solforati, tracce di ammoniaca e metalli alcalini. La depurazione da queste sostanze viene eseguita a temperature prossime a quella ambiente.

B.3. La combustione degli idrocarburi

Si consideri un generico idrocarburo la cui formula chimica è espressa da



Dove m ed n sono rispettivamente il numero di atomi di carbonio e di idrogeno. La reazione di combustione (stechiometrica) con l'ossigeno è data da:



Ricordando che il peso atomico dell'ossigeno è 16, è evidente che per 1 kg di combustibile sono necessari M_{O_2} kg di ossigeno, dove

$$M_{O_2} = 32 \left(m + \frac{n}{4}\right)$$

Inoltre, dato che l'aria è composta dal 76,8% in peso di azoto e dal 23,2% in peso di ossigeno è evidente che per la combustione completa di 1 kg di combustibile $C_m H_n$ sono necessari M_a kg di aria, dove

$$M_a = \frac{M_{O_2} \cdot 100}{23,2} = \frac{M_{O_2}}{0,232}$$

Ne risulta che il rapporto stechiometrico α_{st} tra massa d'aria e massa di combustibile è pari a:

$$\alpha_{st} = \frac{M_a}{M_c} = \frac{32}{0,232} \left(m + \frac{n}{4}\right) \frac{1}{12m + n}$$

Ossia, in definitiva:

$$\alpha_{st} = \frac{138 \left(m + \frac{n}{4}\right)}{12m + n}$$

Nel caso di metano CH_4 , ad esempio, risulta $\alpha_{st} = 17,25$.