

# RASSEGNA TECNICA

*La "Rassegna tecnica", vuole essere una libera tribuna di idee e, se del caso, saranno graditi chiarimenti in contraddittorio; pertanto le opinioni ed i giudizi espressi negli articoli e nelle rubriche fisse non impegnano in alcun modo la Società degli Ingegneri e degli Architetti in Torino*

## Sui costi di produzione dell'energia elettrica e dell'energia di punta in particolare

*GUIDO BONICELLI, Direttore delle Costruzioni dell'AEM, esamina la distribuzione nel tempo dei prelievi di energia elettrica da parte dell'utenza e l'influenza determinante che la disuniformità dei prelievi ha sui costi di produzione. Analizza, per i diversi tipi di impianti, la struttura dei costi e la loro variabilità in funzione della durata di utilizzazione. Pone in evidenza come, alla luce delle considerazioni economiche svolte, risulti particolarmente conveniente attribuire, in sede di progetto, agli impianti idroelettrici con serbatoio un elevato rapporto potenza/producibilità.*

### 1. Variabilità della richiesta nel tempo.

Molti settori di attività nella produzione industriale, e particolarmente nell'espletamento di servizi, risentono gli effetti dell'irregolare distribuzione nel tempo della richiesta da parte degli utenti. La variabilità della richiesta, la quale in taluni settori può anche concentrarsi per la massima parte in intervalli assai limitati di tempo, dà luogo ad un'utilizzazione ineguale ed economicamente ben poco razionale di impianti ed attrezzature comportanti investimenti di grande rilievo. Si pensi, a titolo di esempio, all'utilizzazione delle attrezzature di certi pubblici servizi di trasporto limitata, nella sua massima entità che tuttavia determina la struttura degli impianti, a poche ore dei soli giorni feriali od all'utilizzazione di certe strade, alberghi, attrezzature aventi scopi prevalentemente turistici, limitata talvolta a poche settimane nell'anno, per constatare quanto ristretta risulti l'utilizzazione effettiva di certi capitali investiti in confronto a quella massima possibile. Si ha molto spesso a che fare con esigenze del tutto inderogabili, ma in qualche caso è pur possibile agire sugli utenti mediante opportuna propaganda, tariffe o prezzi speciali, ecc., per stimolare una miglior distribuzione della richiesta nel tempo.

L'attività di produzione e distribuzione dell'energia elettrica è particolarmente sensibile a questo fenomeno, soprattutto perché l'e-

nergia elettrica, in analogia con taluni dei servizi sopra accennati, deve, per la sua natura, venir generata nel momento stesso della richiesta e non può venir immagazzinata nei periodi di minor fabbisogno come la stragrande maggioranza dei beni prodotti industrialmente. Gli accumulatori elettrici sono utilizzabili soltanto per quantità limitatissime di energia ed a costi proibitivi; l'accumulo indiretto sotto forma di vapore d'acqua, sebbene proposto anche per quantitativi rilevanti, trova sinora ben scarse applicazioni; la sola forma sempre indiretta, adottata su ampia scala, ma con ben determinate limitazioni di ordine economico e tecnico, è quella dell'accumulo di acqua in serbatoio a monte della centrale generatrice, sia per deflusso diretto, sia per pompaggio.

La disuniforme distribuzione nel tempo della richiesta dell'energia elettrica incide sui costi afferenti a tutte le successive fasi attraverso cui si svolge il servizio: produzione, trasformazione elevatrice, trasmissione a distanza, trasformazione abbassatrice, distribuzione. Tutti gli impianti sono necessariamente proporzionati in rapporto alle potenze massime richieste, tenuto conto degli opportuni margini per riserva; di conseguenza, quanto minore è il fattore di utilizzazione degli impianti occorrenti per una data fase, tanto maggiore risulta il costo per unità di energia passata attraverso la fase considerata.

In particolare, per quanto con-

cerne la produzione, la variabilità nel tempo della richiesta esercita grande influenza non solo sui costi di esercizio di impianti esistenti, ma anche sulla scelta dei nuovi impianti e sul coordinamento delle fonti di produzione e delle caratteristiche tecniche con cui ciascun impianto di una determinata specie può venire realizzato.

È pertanto di fondamentale interesse ed utilità nell'industria elettrica in genere, ed in particolare negli studi relativi agli impianti di produzione, l'analisi dell'andamento nel tempo della richiesta dell'utenza. L'utenza stessa si compone di elementi aventi esigenze e caratteristiche di impiego estremamente diversi fra loro, dall'attrezzatura industriale elettrochimica prelevante energia con continuità per lunghissimo intervallo di tempo, all'apparecchio elettrodomestico impiegato saltuariamente per pochi minuti. Tuttavia, in una rete sufficientemente estesa così da comprendere una vasta gamma di impianti od apparecchi utilizzatori, la sovrapposizione delle curve di prelievo tipiche di ciascuna utilizzazione fa sì che la richiesta complessiva presenti un andamento nel tempo abbastanza ben caratterizzato.

È pur vero che molti fattori possono influenzare questo andamento generale, come ad esempio la maggiore o minore incidenza percentuale di determinate categorie di utenze, il clima con le sue ripercussioni sull'estensione dei periodi di illuminazione elettrica e su eventuali applicazioni per ri-

scaldamento, le abitudini della popolazione con particolare riferimento al tipo ed all'estensione degli orari di lavoro; ma, in linea generale, l'andamento complessivo nel tempo della richiesta non differisce di molto da regione a regione e neppure da nazione a nazione.

Questo andamento è caratterizzato da cicliche variazioni giornaliere, settimanali ed anche, almeno nei nostri climi, stagionali. Le curve dei giorni feriali presentano un rigonfiamento nelle ore diurne ed un avvallamento nelle ore notturne con un rapporto tra le minime e le massime potenze che, per i principali Paesi europei, risulta compreso fra 0,45 e 0,65. Per l'intera rete italiana, ad esempio, il rapporto di cui sopra è risultato, nel corso del decennio tra il 1953 ed il 1962, compreso fra 0,56 e 0,61. La fig. 1 riporta, a titolo di esempio, curve di carico di un giorno tipico feriale (terzo mercoledì del gennaio 1961) per l'Italia, la Francia e la Germania Occidentale.

Le curve dei giorni festivi risultano naturalmente molto più appiattite con rapporto fra le potenze minime notturne e massime diurne compreso in genere tra 0,75 e 0,85. Per l'Italia, ad esempio, la media annuale per il 1962 di tale rapporto è risultata di 0,78.

Anche gli scarti fra stagione e stagione possono assumere, a seconda delle circostanze relative al clima, alle abitudini di vita, all'at-

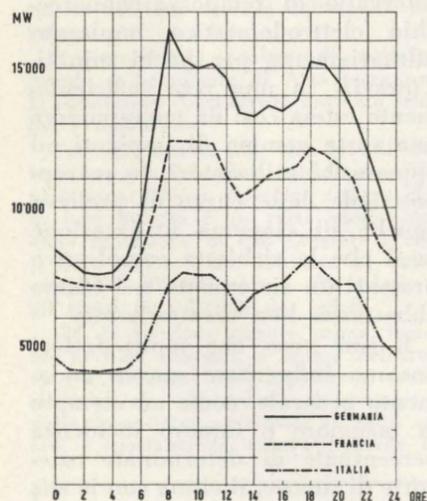


Fig. 1 - Curve di carico di un giorno tipico feriale per le reti dell'Italia, Francia e Germania Occidentale.

tività industriale, valori sensibili. Per l'Italia tale scarto nel 1962, calcolato confrontando i carichi massimi dei terzi mercoledì non festivi di ciascun mese (escluso l'agosto per l'eccezionale contrazione dei carichi dovuta alla sospensione di attività per ferie), risulta del 20% circa. Deve tuttavia tenersi presente che questa cifra è influenzata anche dal progressivo incremento della richiesta di energia nel corso dell'anno, per cui lo scarto vero e proprio si riduce a valori dell'ordine del  $10 \div 13\%$ .

## 2. Durata di utilizzazione.

Da questa variabilità giornaliera, settimanale e stagionale dei carichi consegue che l'Azienda esercente il servizio deve tenere a disposizione dell'utenza una potenza almeno pari a quella della punta massima annuale di carico, mentre in realtà la potenza richiesta rimane, per la massima parte del tempo, sensibilmente inferiore a tale valore.

Si definisce « durata di utilizzazione della massima potenza richiesta » nel corso di un certo intervallo di tempo (di regola, per l'avvicinarsi dei ritorni ciclici, l'anno solare) il rapporto fra l'energia erogata in totale nell'intervallo stesso, misurata in kWh, e la massima potenza richiesta misurata in kW. Questo rapporto è un numero di ore, sicuramente inferiore al numero di ore contenuto nell'intervallo considerato. Nel caso di riferimento al periodo di un anno, sarà un numero inferiore a 8.760.

In effetti, la durata annua di utilizzazione della massima potenza richiesta, nelle reti dei Paesi di medio od elevato sviluppo delle applicazioni elettriche, risulta mediamente compresa fra 5.500 e 6.500 ore, il che equivale a dire che il rapporto fra l'energia effettivamente erogata nell'anno e quella che si sarebbe erogata se per tutto l'anno con continuità la potenza richiesta fosse stata uguale a quella massima, rapporto che si definisce « coefficiente annuale di carico », risulta mediamente compreso fra 0,63 e 0,74.

A titolo di esempio, si riportano nella tabella n. 1, per il decennio 1953-1962, l'energia complessiva-

mente prodotta in Italia e la punta massima di carico annuale, nonché il rapporto fra la prima e la seconda, cioè la durata di utilizzazione della potenza massima richiesta, che risulta compreso tra 5.900 e 6.300 ore circa.

TABELLA 1

Durate di utilizzazione per la rete italiana nel periodo 1953-1962.

Anno	Carico orario massimo MW	Produzione milioni kWh	Ore di utilizzazione
(*) 1953	5.289	31.551	5.965
1954	5.283	34.361	6.504
1955	5.834	36.801	6.308
1956	6.501	40.052	6.160
1957	6.779	42.136	6.216
1958	7.098	44.914	6.328
(**) 1959	8.013	48.769	6.086
1960	8.825	55.590	6.299
1961	10.128	59.850	5.909
1962	10.680	64.075	6.000

(\*) Escluse le Isole.

(\*\*) Esclusa la sola Sardegna.

Rilevazioni del genere, estese ad un'intera Nazione, comprendono anche usi stagionali dell'energia che possono eventualmente verificarsi in particolari regioni, usi per pompaggio in serbatoi di accumulo di energia producibile come eccedenza in ore di basso carico, usi per complessi industriali a ciclo continuo, situati in aree ben determinate. Per contro, se le rilevazioni vengono limitate ad aree urbane o suburbane, o comunque a regioni più ristrette, frequentemente la durata annua di utilizzazione della potenza massima richiesta risulta assai più vicina alle 5.500 che non alle 6.500 ore. Questo si riscontra in realtà in reti dell'Italia settentrionale, per cui le successive considerazioni verranno riferite a durate di questo ordine di grandezza.

Deve anche essere rilevato che la potenza massima impegnata dall'utenza è, per necessità, sensibilmente inferiore a quella massima installata ed anche a quella che suol definirsi disponibile ed efficiente. La prima è infatti la somma di tutte le potenze di targa delle macchine generatrici che sono in esercizio nel sistema considerato; la seconda è la somma delle potenze massime realizzabili effettivamente da ciascun impianto di produzione nella rete considerata durante un intervallo di tem-

po di almeno qualche ora. In sostanza la seconda — minore in ogni caso della prima — ne differisce nel senso che esclude il macchinario che ha funzioni esclusivamente di riserva e che tiene conto di eventuali limitazioni delle effettive potenze erogabili, limitazioni dovute, ad esempio, per gli impianti idroelettrici, a strozzature delle opere idrauliche a monte del macchinario, ovvero, per gli impianti termoelettrici, ad eventuale minor potenzialità delle caldaie in rapporto a quella dei gruppi generatori.

Inoltre, in reti nelle quali siano in esercizio tanto impianti idroelettrici (con parziale produzione ad acqua fluente) quanto impianti termoelettrici, la differenza fra potenza totalmente efficiente nel sistema e potenza di massima richiesta è ulteriormente accresciuta dall'impossibilità di contemporanea utilizzazione di tutta la potenza disponibile negli impianti. Infatti, gli impianti idroelettrici non dotati di completa regolazione stagionale subiscono, nelle stagioni di contrazione delle portate, una diminuzione della potenza massima erogabile alla quale si deve sopporre con potenza termoelettrica che, in altri periodi dell'anno, risulterà esuberante.

A titolo di esempio, in tutto il territorio italiano la potenza complessivamente installata alla fine dell'anno 1962 era dell'ordine di 19.500 MW, la potenza efficiente dell'ordine di 18.150 MW, mentre la punta massima di potenza richiesta era risultata solo dell'ordine di 11.000 MW, pur non riscontrandosi alcuna anormale eccedenza delle possibilità di produzione in rapporto alla richiesta di energia.

È quindi evidente che l'effettiva durata annua di utilizzazione della potenza disponibile negli impianti è ancora inferiore, e non di poco, alla durata annua di utilizzazione della punta massima di potenza richiesta di cui si è detto in precedenza. Ma, poiché questa differenza dipende da fattori assai variabili a seconda delle situazioni, converrà riferire le considerazioni che seguono alle durate di utilizzazione della potenza richiesta.

La forma delle curve di prelie-

vo, e quindi il coefficiente di utilizzazione degli impianti, subiscono graduale, seppur lenta, evoluzione nel tempo per vari motivi aventi opposti risultati. Si verifica da un lato una costante tendenza, dettata dal graduale progredire nell'organizzazione sociale, a contrarre le ore di occupazione con riduzione sia delle ore lavorative nella giornata, sia dei giorni lavorativi nella settimana. Inoltre, nei grandi centri urbani, la progressiva elettrificazione domestica aumenta sensibilmente la presenza di carichi intermittenti e prevalentemente diurni. Questa tendenza al peggioramento dei coefficienti di utilizzazione degli impianti è contrastata dall'azione degli Enti distributori i quali, in ogni Paese, in maggiore o minore misura, si sforzano di migliorare l'utilizzazione stessa. Tale azione si esplica mediante provvedimenti tariffari atti a favorire l'estensione dell'utilizzazione nel tempo delle potenze impegnate, mediante accordi con talune particolari utenze industriali per l'esclusione di tutta o parte della potenza richiesta da determinate ore della giornata, mediante azioni di convincimento nei confronti dell'utenza, mediante l'adozione di particolari dispositivi — previ accordi contrattuali — atti a consentire il distacco centralizzato, da parte dell'Ente distributore, di determinati apparecchi utilizzatori durante le ore di punta. Questo ultimo provvedimento si riferisce in particolare agli scaldacqua ad accumulazione per uso domestico e, sebbene alquanto costoso, è stato adottato con successo presso qualche rete.

È interessante rilevare che quanto più si passa da economie di impostazione liberista — come quella degli Stati Uniti — ad economie di impostazione dirigista — come quella dei Paesi oltre cortina — l'adozione di provvedimenti di questo tipo diviene sempre più estesa e, in qualche caso, assume anche forme coercitive.

## 3. Curve di durata.

L'analisi dei problemi economici e di esercizio connessi con l'andamento nel tempo dei prelievi di energia da parte dell'utenza è fa-

cilitata dall'impiego delle curve di durata delle potenze richieste dall'utenza estese ad un intervallo di tempo che è di norma, per comodità di studio, l'anno solare.

La curva di durata relativa ad un determinato sistema elettrico può costruirsi, come è ben noto, avendo a disposizione le potenze richieste, ora per ora, durante tutto l'anno; indicate le 8.760 ore dell'anno sull'asse delle ascisse, si riporta sull'ora 1 la potenza richiesta per almeno un'ora nell'anno (punta massima), sull'ora 2 la potenza richiesta per almeno due ore, e così via fino alla potenza minima di tutto l'anno che cadrà sulla ascissa 8.760. L'area di questa curva è evidentemente proporzionale all'energia complessivamente erogata nell'anno.

L'esame delle curve di durata consente, fra l'altro, di rilevare quale sia l'utilizzazione annua di singole frazioni della potenza massima richiesta, frazioni alle quali possono corrispondere impianti di natura diversa e di caratteristiche economiche anch'esse diverse.

Si abbia, ad esempio, la curva di durata annuale rappresentata nella fig. 2. Questa curva è assai simile a quelle relative a reti che alimentano zone ad elevata industrializzazione con importanti agglomerati urbani, come ad esempio le regioni dell'Italia settentrionale. Alla curva in questione corrisponde una durata annua di utilizzazione della potenza massima richiesta di circa 5.600 ore. Se si divide l'area complessiva in dieci fasce orizzontali corrispondenti ciascuna al 10% della potenza massima impegnata, risulta che l'utilizzazione annua delle singole frazioni di potenza è quella data dalla tabella n. 2.

TABELLA 2

Durate di utilizzazione delle potenze di fig. 2.

Frazioni di potenza impegnata	Frazioni di energia corrispondente- mente erogata	Durata annua di utilizzazione ore
A - 10 %	15,6 %	8.760
B - 10 %	15,6 %	8.760
C - 10 %	15,6 %	8.760
D - 10 %	15,6 %	8.760
E - 10 %	14,0 %	7.880
F - 10 %	10,8 %	6.040
G - 10 %	7,3 %	4.065
H - 10 %	4,2 %	2.340
I - 10 %	1,2 %	675
L - 10 %	~ 0,1 %	73

Risulta quindi evidente che le prime quattro fasce di base della curva di durata, cioè il 40 % della potenza impegnata, hanno utilizzazione piena durante tutto l'anno; ma l'utilizzazione delle frazioni superiori della potenza richiesta decresce rapidamente e giunge, nelle parti più alte della curva, a valori estremamente ridotti. Ad esempio, le tre fasce più alte, pari al 30 % della potenza richiesta, corrispondono ad una durata di utilizzazione globale annua di sole 1.025 ore.

È intuitivo, anche indipendentemente dalle considerazioni economiche che seguono, quanto costoso possa risultare l'esercizio di quegli impianti, o frazioni della potenza degli impianti, che è destinato a sopperire alle esigenze connesse con le fasce più alte di una tipica curva di durata, come quella qui presa in esame.

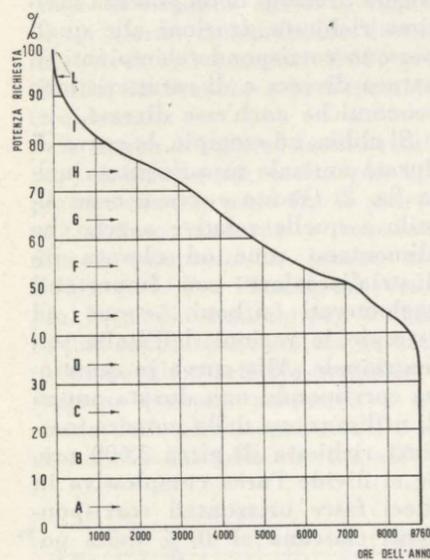


Fig. 2 - Curva tipica di durata annuale delle potenze richieste.

#### 4. Struttura dei costi di produzione per i vari tipi di impianto.

Tutti gli impianti di produzione danno luogo a costi unitari che, in vario modo ed in diversa misura, sono influenzati dalla durata di utilizzazione della potenza disponibile. Lo studio delle singole leggi di variazione è essenziale per l'esame dei problemi economici di costruzione e di esercizio degli impianti stessi, per effettuare confronti razionalmente impostati,

scelte oculute, giudiziose definizioni delle caratteristiche di progetto, efficace ed economicamente sano coordinamento dell'esercizio.

Per gli impianti termoelettrici di vario tipo e caratteristiche, ed anche per quelli nucleari, che ai primi si possono schematicamente ricondurre, la natura e la composizione dei costi è tale per cui la variazione dei costi unitari di produzione in funzione delle ore annue di utilizzazione è di immediata ed evidente determinazione.

Gli impianti idroelettrici hanno, sotto l'aspetto economico, natura alquanto diversa per cui la trattazione deve venire condotta su altre basi partendo dalle caratteristiche di impostazione di progetto; può in tal modo venire ricondotta, almeno schematicamente e con adatte semplificazioni, allo schema generale, per consentire i necessari confronti.

In linea generale, analogamente a quanto si verifica per ogni attrezzatura industriale, qualunque sia il tipo di impianto di produzione dell'energia elettrica, il costo complessivo di esercizio è costituito da una somma di vari componenti che debbono ripartirsi in due classi: componenti fissi, detti anche costanti o rigidi, cioè indipendenti dall'entità della produzione, ma dipendenti solo da caratteristiche inerenti all'impianto od all'organizzazione connessa; componenti variabili, detti anche elastici, cioè dipendenti dall'entità della produzione secondo una funzione che può essere di proporzionalità diretta od anche di diverso tipo.

Appartengono alla categoria dei costi fissi innanzitutto gli oneri di capitale, cioè l'interesse per remunerazione della somma investita nella costruzione dell'impianto e le quote di accantonamento per l'ammortamento industriale dell'impianto stesso; inoltre, considerata l'attuale pratica impossibilità di disporre di personale fluttuante, rientrano nelle spese fisse anche quelle relative al personale di esercizio, nonché quelle concernenti eventuali canoni di concessione, assicurazioni, imposte e tasse gravanti direttamente sull'impianto considerato.

Sono invece costi variabili, per

gli impianti termoelettrici e nucleari, le spese relative al combustibile consumato. Le spese di combustibile non rispondono tuttavia ad una proporzionalità diretta con la produzione, in quanto il rendimento globale dell'impianto varia di norma, ed anche in misura sensibile, con il variare del carico.

Altre voci, come le spese di manutenzione e la quota di spese generali afferenti all'impianto considerato, possono prestarsi a considerazioni discriminative. Per le spese di manutenzione ogni previsione urta contro evidenti difficoltà dovute all'aleatorietà di quella parte che è dovuta ad eventuali guasti, incidenti, necessità di modifiche, ecc. Alcuni autori propendono a considerare queste spese in forma binomia, cioè con una quota fissa relativa a spese che occorre fare anche in periodi di non funzionamento dell'impianto, ed una quota direttamente proporzionale all'energia prodotta. Altri autori ritengono giustificato considerare per intero le spese di manutenzione come fisse, tenuto conto della necessità di particolari cure a talune parti dell'impianto in caso di inattività o di funzionamento a carico ridotto.

La quota di spese generali dell'Azienda (personale direttivo ed amministrativo, servizi di carattere generale, fabbricati per gli uffici, imposte gravanti sull'attività dell'Azienda nel suo complesso, ed altri costi comunque non attribuibili a singoli impianti) viene ripartita in vario modo fra le successive fasi del processo di produzione, trasformazione, trasmissione e distribuzione dell'energia e, per ciascuna fase, fra i singoli impianti. È abbastanza diffusa, anche se non del tutto giustificata, la ripartizione fra i vari impianti aventi analoga funzione — ad esempio di produzione — in misura proporzionale all'energia prodotta.

#### 5. Tipiche differenze sotto l'aspetto economico tra impianti termoelettrici (e nucleari) ed idroelettrici.

Tra il gruppo di impianti termoelettrici di ogni tipo, compresi i nucleari, e quello degli impianti idroelettrici, pure di vario tipo soprattutto a seconda del grado di

regolazione, fondamentali differenze determinano una diversa struttura dei costi di produzione e quindi del modo con cui può condursi l'esame della variabilità dei costi stessi in funzione della durata di utilizzazione.

Per gli impianti del gruppo termoelettrico in senso lato (comprendente anche, ad esempio, turbine a gas e centrali nucleotermoelettriche):

a) il costo di costruzione, per un tipo di impianto avente determinate caratteristiche, è praticamente indipendente dal luogo ove sorge l'impianto stesso. Esso varia ovviamente con l'evoluzione della tecnica, ma in un dato momento può venire abbastanza bene determinato in relazione alle caratteristiche costruttive;

b) fissata che sia la potenza dell'impianto, la produzione di energia dipende solo dalla volontà dell'esercente (determinata a sua volta dalla richiesta dell'utenza) in rapporto alle modalità di coordinamento con la produzione degli altri impianti del sistema. Dall'entità della produzione annua discende, in tal caso, una determinata durata di utilizzazione annua della potenza stessa;

c) è quindi logico riferire il costo di produzione, per un dato tipo di impianto, alla potenza installata: esso viene per solito considerato in lire per kW di potenza installata;

d) i costi di produzione sono costituiti da componenti fissi e da componenti variabili ed entrambi i gruppi hanno notevole rilievo. Di conseguenza, per un impianto di determinate caratteristiche, si avrà una ben definita curva dei costi unitari di produzione in funzione delle ore annue di utilizzazione della potenza dell'impianto;

e) i vari tipi di impianto differiscono fra loro per la diversa importanza relativa dell'uno e dell'altro gruppo di componenti dei costi di produzione, cioè dei componenti fissi e di quelli variabili. Si passa dalle turbine a gas a ciclo semplice che presentano minimo costo di costruzione, e quindi limitati costi fissi, ma basso rendimento e quindi elevati costi variabili, alle centrali termoelettriche

che presentano elevatissimi costi di costruzione, e quindi rilevanti costi fissi, e bassi costi del combustibile nucleare per kWh prodotto. Tra questi estremi vi è tutta una vasta gamma di tipi e caratteristiche di impianti a ciascuno dei quali compete un diverso rapporto tra costi fissi e costi variabili. Quindi ogni impianto di date caratteristiche avrà una sua tipica curva di variazione dei costi di produzione in funzione della durata di utilizzazione della potenza.

Per gli impianti del gruppo idroelettrico si debbono fare, correlativamente alle precedenti, le considerazioni che seguono:

a) il costo di costruzione per un impianto di determinate caratteristiche tecniche e di determinato tipo di produzione dipende, in misura rilevante, anche dalla natura topografica, idrologica, geologica del sito cui il progetto dell'impianto è necessariamente legato. La variabilità di queste condizioni corre in una gamma estremamente vasta. Tuttavia, poiché in un determinato Paese l'utilizzazione delle risorse idroelettriche avviene per gradi, iniziando ovviamente dai siti che si prestano con maggior convenienza, si può ritenere che, almeno in una determinata fase dello sviluppo di questa utilizzazione, i costi di costruzione stiano in una fascia relativamente ristretta;

b) la producibilità di energia, dipendente dalle caratteristiche idrologiche del bacino imbrifero sotteso, è un dato praticamente fisso nelle considerazioni di progetto e di esercizio. È invece la potenza dell'impianto a venire determinata, in sede di progetto, entro limiti anche assai ampi, a seconda delle possibilità di accumulo idrico per regolazione (stagionale o settimanale) e del tipo di servizio che si vuole assegnare all'impianto, cioè alla durata di utilizzazione che si desidera conseguire. In ogni caso la potenza viene determinata in modo tale da poter dare piena utilizzazione all'energia producibile, giacché, per quanto detto al punto seguente sulla composizione dei costi, ogni mancata produzione rappresenta una perdita netta. Ciascun im-

pianto è quindi caratterizzato da un rapporto producibilità/potenza che ne individua le possibilità di inserimento nell'esercizio coordinato con le altre fonti di produzione del sistema. Naturalmente, dire che la producibilità è un dato costante costituisce per altro verso un'eccessiva semplificazione. È ben noto infatti che i deflussi idrici naturali competenti ad un determinato bacino imbrifero presentano differenze sensibili di anno in anno in dipendenza dell'andamento meteorologico di ciascuna annata. Si basano di regola i computi su producibilità medie annue, ovvero su producibilità su cui è possibile contare con un determinato grado di probabilità. Inoltre, le disponibilità idriche utilizzabili presentano fluttuazioni stagionali di rilevante entità alle quali si trova compenso, in maggiore o minore misura a seconda della convenienza, mediante i serbatoi di accumulo stagionale. Più raramente si estende la capacità di invaso in serbatoi sino a regolarizzare, almeno in parte, le fluttuazioni pluriennali. Ne consegue che la producibilità di un impianto idroelettrico dovrebbe venire ripartita in frazioni: la prima su cui si possa contare con sicurezza (almeno entro limiti da fissare in base a considerazioni probabilistiche) per tutto l'anno ed in ciascun anno; la seconda costituita dalle eccedenze pluriennali; la terza costituita dalle eccedenze stagionali. Ed è ben evidente quanto diverso possa essere il valore di queste frazioni di energia producibile. Il problema appare dunque assai complesso; lo si semplificherà, ai fini delle considerazioni che seguono, prendendo in considerazione la producibilità media annua e limitando di massima l'esame ad impianti con serbatoi di regolazione di capacità tale da fornire una produzione praticamente regolata stagionalmente;

c) per quanto detto sopra è necessario riferire il costo di costruzione ai kWh producibili (ad esempio alla producibilità media annua) e non alla potenza installata. Il parametro di costo caratteristico di un impianto è il rapporto fra costo complessivo di costruzione e producibilità media annua,

detto « costo capitale del kWh medio annuo producibile »;

d) i costi di produzione sono, per la quasi totalità, derivanti da spese fisse. Pertanto, fissate le caratteristiche tecniche dell'impianto e supposto di utilizzare tutta l'energia mediamente producibile nell'anno, il costo unitario di produzione risulta, almeno in prima approssimazione, un elemento costante. In seconda approssimazione, occorrerà tener conto delle eccedenze stagionali e pluriennali, considerata tuttavia la loro minore, o comunque più aleatoria, collocabilità;

e) come accennato al punto b), se esiste una possibilità di accumulo per regolazione, l'impianto può venire concepito con maggiore o minore rapporto tra producibilità media annua e potenza, cioè per maggiore o minore durata annua di utilizzazione della potenza stessa. Naturalmente, al variare del rapporto producibilità/potenza, varia il costo di costruzione dell'impianto, e quindi il costo unitario di produzione, secondo una legge che è possibile ricavare per punti preventivando l'impianto con diversi valori del rapporto stesso. L'andamento dei costi di produzione dell'energia idroelettrica, in funzione della durata di utilizzazione, si può così riaccostare, per altra via, all'analogo andamento per gli impianti termoelettrici di ogni tipo con possibilità di stabilire, sia pure in via approssimata e con tutte le cautele del caso, utilissimi confronti. Confronti da effettuarsi in ogni caso tenendo presente la curva di durata della richiesta di energia nel sistema considerato, e quindi il tipo di servizio cui gli impianti in esame sono destinati.

#### 6. Maggiori dettagli sui costi di produzione.

Per tentare qualche confronto, occorre fissare numericamente i concetti esposti e sviluppare esempi concreti, determinando gli effettivi costi di produzione e le leggi di variazione con la durata di utilizzazione. Naturalmente, le cifre esposte non possono che avere valore indicativo, ma sufficiente ad individuare elementi di paragone.

#### 6. 1 - Impianti termoelettrici.

Il costo di costruzione può oggi considerarsi globalmente compreso fra 50 e 70.000 £/kW per impianti con turbina a gas, fra 70 e 100.000 £/kW per impianti a vapore di varia potenza, di caratteristiche del vapore più o meno spinte e con cicli termici più o meno complessi; per gli impianti nucleari, come è noto, i costi di costruzione sono assai più alti, per quanto ancora in fase di assestamento, e non facilmente prevedibili; comunque, almeno dell'ordine di 150 ÷ 200.000 £/kW.

È chiaro che i costi di costruzione debbono essere comprensivi degli interessi sulle somme man mano investite, durante il periodo di costruzione fino all'entrata in esercizio dell'impianto.

Il costo di produzione, facendo particolare riferimento all'impianto a vapore, risulta costituito da:

**Interesse di remunerazione del capitale investito da determinarsi in relazione alla situazione generale di mercato dei capitali.** Al momento attuale, nel nostro Paese, ci si può riferire ad un costo del denaro dell'ordine dell'8 % annuo;

**Ammortamento industriale** la cui quota annua deve determinarsi in rapporto alla prevedibile durata dell'impianto, tenuto conto non soltanto del logorio fisico delle varie parti costituenti, ma anche della probabilità di superamento tecnico. Non sembra fuori di luogo, ed è oggi frequentemente accettata, una previsione di durata dell'ordine di quindici anni. In tal caso, ove si ammetta che le quote via via accantonate fruttino un interesse prudenzialmente fissato al 5 %, la quota annua da accantonare risulta del 4,63 %; (Nota).

#### Nota

Il problema della determinazione delle quote di accantonamento per ammortamento industriale è assai complesso e dibattuto. In congegni di ordine dette quote vengono frequentemente, per semplicità di trattazione, calcolate con due criteri che si possono considerare agli estremi di una certa linea di ragionamento e che possono dare risultati anche assai discosti fra loro.

L'uno si basa sull'ipotesi che le quote di anno in anno accantonate non fruttino interesse alcuno. Questo metodo pec-

**Personale** il cui numero e grado di specializzazione dipende dalla complessità dell'impianto, dall'estensione degli automatismi, dalla potenza unitaria dei gruppi, dal numero di gruppi installati in una sola centrale, ecc. L'onere complessivo risulta, in rapporto agli oneri precedenti, relativamente limitato. Esso, per moderni impianti di potenza dell'ordine delle centinaia di MW, può assumere un ordine di grandezza annuo dell'1 ÷ 1,5 % del costo di costruzione.

**Manutenzione** la cui spesa è in via preventiva di meno facile determinazione, soprattutto dovendosi tener conto anche di riparazioni per eventuali avarie. Per essere quanto più possibile aderenti alla realtà, occorrerebbe porre queste spese sotto forma binomia, giacché una parte di esse corre in ogni caso anche con impianto fermo, mentre altra parte può consi-

ca evidentemente di eccessiva prudenza. In tal caso le quote annuali vengono determinate dividendo la somma totale da ammortizzare per il numero di anni di prevedibile vita dell'impianto: ad esempio, nel caso di vita dell'impianto di quindici anni (con valore residuo nullo), la quota da accantonare risulterà del 6,67 % all'anno.

L'altro ammette che le quote via via accantonate fruttino un interesse pari a quello assunto come interesse di remunerazione del capitale impiegato. Questo criterio può apparire troppo poco prudente, perché presuppone di reimpiantare totalmente e senza perdite di tempo le quote accantonate sia per estinguere i debiti contratti per la costruzione dell'impianto, sia per sostituire altri nuovi finanziamenti con tasso di interesse uguale a quello dei debiti di cui sopra. In questo caso si applicano note formule di matematica finanziaria con le quali si ricava l'annuità costante da accantonare per ricostituire dopo un certo numero di anni, tenuto conto degli interessi, il capitale desiderato. Qualora, come nell'esempio precedente, la vita dell'impianto sia prevista in quindici anni e l'interesse di remunerazione dell'8 %, si avrebbe una quota annua da accantonare del 3,68 %.

Sembrerebbe più opportuno, per seguire una via di giusta prudenza e coprire tutti i casi che possono presentarsi nell'amministrazione di un'Azienda, seguire un terzo criterio ammettendo che le quote di ammortamento fruttino sì un interesse, ma alquanto inferiore al costo del denaro per la costruzione dell'impianto in questione. Ad esempio, ove il costo del denaro sia dell'8 %, si potrebbe ammettere un interesse prudenziale sulle quote accantonate del 5 %. Risulta in tal caso, sempre nell'esempio di cui sopra, una quota da accantonare annualmente del 4,63 %.

derarsi proporzionale alla produzione. Per esempio, Ricard (Bibl. 6) per centrali a nafta propone un'espressione contenente una quota fissa pari allo 0,7 % del costo di costruzione ed una quota variabile pari allo 0,2 % per ogni mille ore di funzionamento. Altri Autori ammettono che queste spese si possono considerare per intero proporzionali alla produzione, altri ancora le considerano per intero fisse, cioè proporzionali solo alla potenza installata. Si tratta comunque anche per questa voce di ordini di grandezza dell'ordine dell'1 ÷ 1,5 % del costo di costruzione dell'impianto;

**Imposte, tasse, assicurazioni, spese generali.** Anche tutte queste voci sono assai variabili a seconda delle diverse situazioni, ma risultano in genere contenute entro un ordine dell'1 ÷ 2 % del costo di costruzione;

**Combustibile** il cui costo per kWh prodotto dipende dal tipo, dal prezzo d'acquisto e dal rendimento dell'impianto. Si deve evidentemente far riferimento al fabbisogno globale di calorie, tenuto conto di tutti i consumi per i servizi ausiliari di centrale, dei consumi per gli avviamenti e della variabilità del rendimento di ciascuna unità in funzione del carico. Di norma, il miglior rendimento è previsto per il carico massimo o per un carico compreso fra i 3/4 ed i 4/4 del massimo, per cui quanto più estesi sono i periodi di funzionamento a basso carico e quanto più numerosi gli arresti e gli avviamenti, tanto maggiore risulta il consumo complessivo di calore. In sostanza, il costo per kWh del combustibile sarà tanto più elevato quanto minore è la durata annua di utilizzazione dell'impianto. Per centrali a vapore di media od elevata potenza i consumi di calore globali, in condizioni medie di esercizio, risultano dell'ordine di 2000 ÷ 2500 calorie per kWh.

A fronte dell'incidenza sul costo complessivo di produzione degli oneri di capitale e del combustibile, le altre spese (personale, manutenzione, imposte, tasse, assicurazioni, spese generali) hanno peso relativamente limitato per cui frequentemente, in congegni di

prima approssimazione, vengono valutate in blocco in funzione del costo di costruzione o, ciò che è circa lo stesso, del kW installato. Vari Autori, riferendosi a rilevanti statistiche su gruppi di impianti a vapore di varia potenza e caratteristiche, citano globalmente, per queste spese, cifre comprese fra 2000 e 3500 lire per kW installato, ossia dell'ordine dal 3 al 5 % circa del costo di costruzione della centrale.

Considerazioni analoghe valgono per le centrali con turbine a gas, per le centrali a vapore di punta e, pur con differenze più sostanziali, per le centrali termonucleari.

Per le prime, a fronte di costi di costruzione meno elevati, spese di personale ed anche di manutenzione più ridotte, si hanno rendimenti minori e quindi maggior incidenza della quota dovuta al combustibile.

Lo stesso può dirsi per gli impianti termoelettrici a vapore adatti per servizio di punta, cioè costruiti in previsione di una limitata durata di utilizzazione, di cui da qualche anno si parla con diversità di opinioni. Questi impianti dovrebbero essere previsti con caratteristiche di vapore e cicli termici assai più semplici di quelli normalmente adottati per gli impianti da cui si vogliono ottenere i massimi rendimenti; dovrebbero, di conseguenza, presentare limitati costi di costruzione, quindi ridotti costi fissi, e più elevati costi variabili.

Le centrali nucleari sono invece caratterizzate da maggior costi di costruzione, quindi maggiori oneri di capitale, e da una minore incidenza della quota di spesa relativa al combustibile. Dato l'esiguo numero di centrali in servizio aventi ancora carattere sperimentale, gli elementi economici noti sono piuttosto aleatori. Inoltre, per quanto concerne in particolare il combustibile, ben note particolari situazioni ne vincolano la disponibilità e ne rendono il costo legato anche a fattori di carattere politico-militare. Tuttavia è possibile affermare che, mentre il costo di costruzione è oggi almeno doppio di quello di una centrale a vapore, la quota di spesa per il combustibile, è dell'ordine dei due terzi.

In tesi generale va poi ancora rilevato che la disponibilità di una centrale termoelettrica con continuità nel tempo è ancora oggi sensibilmente inferiore a quella degli impianti idroelettrici per le maggiori esigenze di manutenzione e per la più elevata probabilità di avarie. Sembra quindi giustificato ammettere una maggiore necessità di riserva, il che si può tradurre, ai fini del computo del costo di produzione, in un'adeguata maggiorazione del costo di costruzione. Senza giungere sino alla maggiorazione adottata da Mainardis (Bibl. 1) crescente dal 40 al 100 % da 5000 a 8000 ore di utilizzazione, sembra più rispondente alla realtà quella adottata da Leardini e collaboratori (Bibl. 9) del 10 % per qualsiasi durata di utilizzazione, tenuto conto che una minor durata di utilizzazione non implica necessariamente lunghi periodi di inattività dell'impianto, e quindi minor necessità di riserva.

#### 6.2 - Impianti idroelettrici.

Per gli impianti idroelettrici i costi di costruzione non possono, per le considerazioni già fatte, essere utilmente riferiti alla potenza installata, ma rapportati alla producibilità, per esempio alla producibilità media annua. Il quoziente fra costo di costruzione e producibilità media annua, definito « costo capitale del kWh medio annuo producibile », varia ovviamente in notevole misura a seconda che si tratti di impianti privi del tutto di possibilità di regolazione, ovvero con regolazione giornaliera, settimanale o stagionale più o meno estesa; varia ancora, a parità di entità di regolazione, in misura crescente con il rapporto tra potenza efficiente e producibilità, cioè in funzione inversa della durata di utilizzazione.

Ad esempio, impianti fra quelli oggi di possibile e conveniente realizzazione comportano costi capitale di un ordine di 60 ÷ 70 lire se privi di regolazione, e di un ordine di 80 ÷ 100 lire se dotati di regolazione stagionale, per salire a cifre anche notevolmente superiori per impianti regolati e con elevato rapporto potenza/producibilità, come più avanti meglio illustrato.

Nel costo di produzione del kWh idroelettrico scompare praticamente ogni voce di spesa che abbia carattere variabile, che sia cioè funzione della produzione, mentre fra gli oneri fissi acquistano importanza nettamente preponderante quelli di carattere finanziario: interesse ed ammortamento industriale.

Per l'interesse di remunerazione del capitale investito valgono le considerazioni già fatte per gli impianti termoelettrici.

L'ammortamento industriale viene anch'esso effettuato sulla base di considerazioni analoghe a quelle già esposte, salvo che la durata prevedibile dell'impianto, prima che questo possa considerarsi del tutto inutilizzabile o comunque da ricostruire, è molto maggiore sia per la preponderanza, nel costo di costruzione, di opere civili di lunga durata, sia per la maggiore semplicità e robustezza del macchinario, sia ancora per gli elevatissimi rendimenti che oggi già si conseguono e che lasciano poco margine a probabilità di ulteriori miglioramenti. Tuttavia, radicali cambiamenti di orientamento nei criteri di progettazione, nel modo di utilizzare determinati bacini imbriferi, di coordinare fra loro le possibili utilizzazioni, di migliorare ad esempio il rapporto fra potenza e producibilità secondo quanto si dirà in seguito, rendono oggi conveniente il radicale rinnovo di impianti costruiti non molti decenni or sono. Queste considerazioni, unitamente ad altre sulla possibilità di avvento di nuove forme più economiche di energia, consigliano di non eccedere nelle previsioni di durata dell'impianto. Queste considerazioni sono anche complicate da quelle di carattere legislativo sulla durata delle concessioni e sulla devolvibilità allo Stato della maggior parte delle opere, legislazione che per l'Italia è in corso di evoluzione proprio in questi anni. Per tutte queste ragioni non sembra fuor di luogo assumere, a titolo orientativo, una previsione di vita media di tren-

t'anni. In questo caso, qualora si computino gli ammortamenti nello stesso modo indicato per gli impianti termoelettrici, cioè ammettendo un interesse del 5% sulle quote via via accantonate, la quota annua risulterebbe dell'1,5%.

Tutte le altre voci di spesa sono anch'esse praticamente indipendenti dalla produzione: canoni e sovraccanoni di concessione, personale di esercizio, tasse ed imposte gravanti direttamente sull'impianto, manutenzione, assicurazioni, quota delle spese generali aziendali gravanti sull'impianto. Il complesso di queste voci può quindi globalmente venire riferito, in forma percentuale, al costo di costruzione e risulta, da elementi consuntivi relativi ad impianti di diverso tipo, compreso, grosso modo, tra l'1,5 ed il 4%.

È interessante osservare che in questo ultimo gruppo di spese alcune voci che hanno peso notevole, come quelle per canoni e sovraccanoni di concessione e per il personale, praticamente non variano per una determinata utilizzazione idroelettrica, se si varia in sede di progetto la potenza installata, cioè se si varia la durata di utilizzazione. Infatti: canoni e sovraccanoni sono riferiti alla potenza media derivabile; il personale di esercizio si può praticamente considerare costante se, ferme restando le caratteristiche generali dell'impianto, si variano le dimensioni di alcune parti e la potenza delle singole unità; anche le spese di manutenzione, le spese generali, ecc., non subiscono, al variare della potenza, che variazioni relativamente piccole. Ne risulta che l'incidenza percentuale di tutto questo gruppo di spese sarà verso i valori minimi, ad esempio dell'1,5 ÷ 2% per gli impianti adatti a servizio con breve durata di utilizzazione, e si porterà verso i valori massimi, ad esempio del 3 ÷ 4% per gli impianti ad acqua fluente o comunque destinati a maggiori utilizzazioni.

In conclusione, a titolo di esempio, un impianto a regolazione stagionale e ad elevato rapporto potenza/producibilità il cui costo di costruzione sia ad esempio dell'ordine di 100 £/kWh medio annuo producibile, potrà avere un costo di produzione del kWh di  $100 \times (0,08 + 0,015 + 0,015) = 100 \times 0,11 = 11$  lire, mentre un impianto ad acqua fluente con basso rapporto potenza/producibilità, il cui costo sia ad esempio di 60 £/kWh medio annuo producibile, potrà avere un costo di produzione del kWh di  $60 \times (0,08 + 0,015 + 0,035) = 60 \times 0,13 = 7,80$  lire.

#### 7. Confronto di casi concreti.

Le notizie precedentemente esposte, sia pur sommarie ed approssimative, possono consentire un confronto, almeno indicativo, tra le curve di andamento dei costi in funzione delle ore di utilizzazione per i vari tipi di impianti considerati. Dal quale confronto possono scaturire, seppur sempre a titolo indicativo, utili considerazioni sul campo di utilizzazione di ciascun tipo di impianto e soprattutto sulla funzione che, nella presente situazione, ed in quella prevedibile in un prossimo futuro, deve venire prevalentemente assegnata agli impianti idroelettrici.

A questo scopo si sono elaborati alcuni tipici esempi, prendendo in considerazione:

A) Un impianto termoelettrico a vapore con due unità di 125 MW (potenza al netto dei servizi ausiliari), il cui costo di costruzione, tenuto conto della maggiorazione del 10% per le particolari esigenze di riserva, come accennato in precedenza, nonché, come è ovvio, degli interessi passivi sulle somme via via investite durante il periodo di costruzione, risulti di 90.000 £/kW installato. Si è poi supposto un costo annuo del capitale dell'8%; un periodo globale di ammortamento di quindici anni; un interesse sulle quote accantonate del 5%; un onere fisso per il personale di esercizio, imposte, tasse, assicurazioni, spe-

se generali, pari al 3% del costo di costruzione; un onere per la manutenzione determinato in forma binomia con quota fissa dello 0,7% del costo di costruzione oltre ad uno 0,2% per ogni mille ore di durata di utilizzazione; un consumo globale di calorie crescente da 2250 a 2450 calorie per kWh con il diminuire della durata di utilizzazione; un costo del combustibile franco centrale (nafta con 9800 cal/kg) di 13 £/kg.

Con queste ipotesi si ricavano i costi del kWh prodotto che, in funzione della durata annua di utilizzazione della massima potenza dell'impianto, sono indicati dalla curva a) di fig. 3.

B) Un impianto termoelettrico con turbine a gas per il quale si sono fatte le ipotesi seguenti: quattro turbine a gas da 30 MW; costo di costruzione, con le avvertenze di cui al punto precedente, di 65.000 lire per kW installato; interesse e quote di ammortamento determinati come per il caso precedente, onere fisso per il personale di esercizio, imposte, tasse, assicurazioni, spese generali, pari al 2,5% del costo di costruzione; onere di manutenzione in forma binomia con quota fissa dello 0,5% del costo di costruzione oltre allo 0,1% per ogni mille ore di durata di utilizzazione; consumo globale di calorie di 3300 calorie per kWh considerato non variabile con la durata di utilizzazione, dato il maggior frazionamento della potenza; costo del combustibile con potere calorifico di 9800 cal/kg, franco centrale, di 14 lire per kg; il maggior costo in confronto al combustibile per centrali a vapore è dovuto alle esigenze di assenza di determinate impurità, da imporsi al fornitore o da ottenersi mediante adeguato trattamento in centrale.

Con queste ipotesi si sono ricavati i costi del kWh riportati, in funzione della durata di utilizzazione, nella curva b) di fig. 3.

Con buona approssimazione si può ritenere che una curva di andamento simile risulti ove si con-

sideri il caso di centrale a vapore concepita per servizio di punta, cioè con caratteristiche di vapore non molto spinte, con ciclo relativamente semplice, quindi con basso costo di costruzione, ed elevato consumo di combustibile.

C) Si è voluto, a titolo puramente indicativo, prendere in considerazione anche l'impianto nucleare e si è fatta l'ipotesi, destinata presto o tardi ad avverarsi, che si sia raggiunta la parità di costi di produzione in confronto all'impianto a vapore di cui alla curva a) per durata di utilizzazione di 7000 ore. Valutando grossolanamente il costo del combustibile nucleare a 2 lire per kWh e

come per l'impianto a vapore, la parità di cui sopra significherebbe che il costo di costruzione sia disceso a circa 140.000 lire per kW, il che non costituisce oggi una meta troppo lontana, anzi — secondo notizie pubblicate — già a portata di mano per centrali di grande potenza.

In questa ipotesi l'andamento dei costi per l'impianto nucleare risulterebbe come in curva c) di fig. 3.

D) Si voglia ora esaminare come varia il costo di produzione di un impianto idroelettrico con il variare della durata di utilizzazione, cioè del rapporto producibilità/potenza.

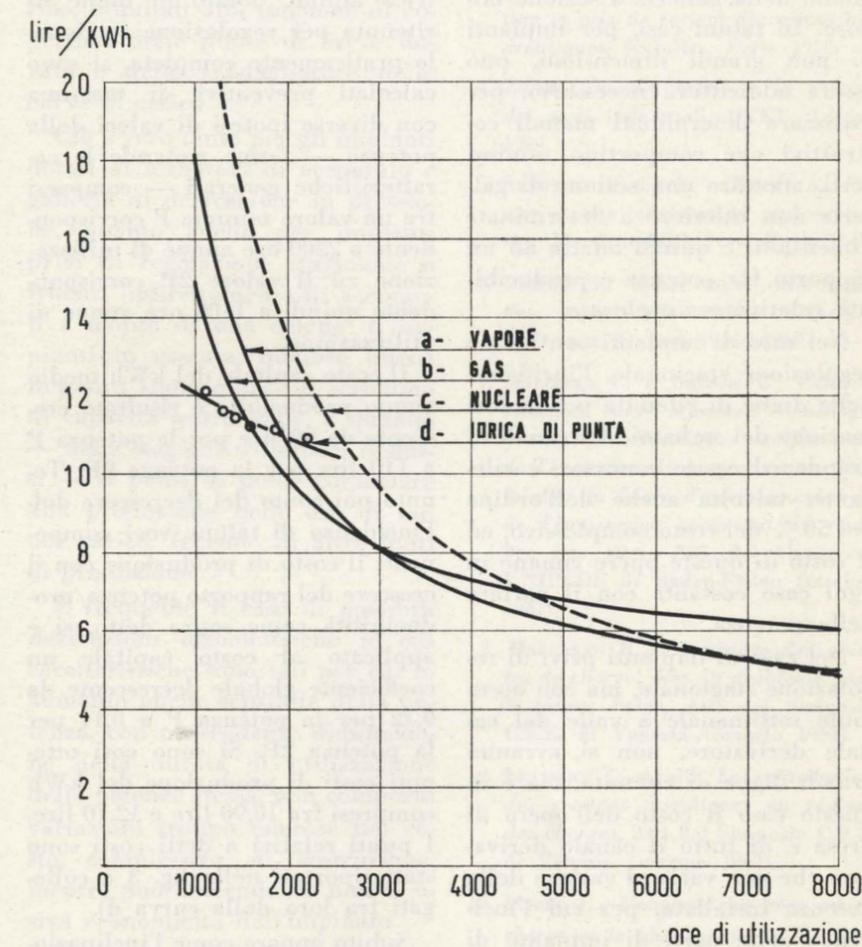


Fig. 3 - Esempi di andamento del costo di produzione, in funzione della durata annua di utilizzazione, per diversi tipi di impianti di produzione.

l'incidenza del personale, manutenzione, imposte, tasse, assicurazioni, spese generali, al 4% del costo di costruzione, valutando altresì interesse ed ammortamento

Si osserva che, variando la potenza dell'impianto, una parte delle opere, cioè dighe, prese, canali di adduzione ai serbatoi, rimangono costanti, altre come il fab-

bricato della centrale e servizi annessi varieranno in misura limitata, altre ancora come la galleria di derivazione, pozzo piezometrico, condotta forzata, macchinario generatore, varieranno in misura più sensibile.

Frequentemente, tuttavia, anche queste ultime variazioni in funzione della potenza possono risultare minori di quanto si possa a prima vista ritenere. Infatti, ad esempio, il costo unitario dello scavo in galleria a sezione maggiore risulta sensibilmente inferiore di quello a sezione minore, per cui il costo globale della galleria con sezione maggiorata si discosterà in misura non eccessiva da quello della galleria a sezione minore. In taluni casi, per impianti di non grandi dimensioni, può essere addirittura necessario, per utilizzare determinati metodi costruttivi che comportino minimi costi, adottare una sezione di galleria non inferiore a determinate dimensioni e quindi adatta ad un rapporto fra potenza e produttività relativamente elevata.

Nel caso di impianti con buona regolazione stagionale, l'incidenza delle dighe di ritenuta per la formazione dei serbatoi, dei canali di gronda ed opere connesse, è rilevante, talvolta anche dell'ordine del 50% del costo complessivo, ed il costo di queste opere rimane in ogni caso costante con il variare della potenza.

Nel caso di impianti privi di regolazione stagionale, ma con accumulo settimanale a valle del canale derivatore, non si avranno grandi dighe di ritenuta, ma è in questo caso il costo dell'opera di presa e di tutto il canale derivatore che non varia al variare della potenza installata, per cui l'incidenza delle parti di impianto di costo variabile con la potenza risulterà relativamente limitata.

Inoltre, per quanto già esposto in 6.2, al diminuire del rapporto fra produttività e potenza, il coefficiente globale percentuale da applicare al costo capitale del kWh produttibile per ottenere il costo

di produzione del kWh anch'esso diminuisce, sia pure entro ristretti limiti, per effetto della minor incidenza di certe spese di esercizio proporzionali alla produttività più che non alla potenza.

Si può dunque affermare, e la verifica compiuta per alcuni casi reali conferma questa affermazione, che frequentemente la curva di variazione dei costi di produzione in funzione della durata di utilizzazione è, per impianti idroelettrici, non molto inclinata e comunque con inclinazione minore di tutte le curve a), b), c), di fig. 3.

A titolo di esempio, per il caso concreto di un impianto idroelettrico alpino, dotato di dighe di ritenuta per regolazione stagionale praticamente completa, si sono calcolati preventivi di massima con diverse ipotesi di valori della potenza — ferme restando le caratteristiche generali — compresi tra un valore minimo P corrispondente a 2200 ore annue di utilizzazione ed il valore 2P corrispondente quindi a 1100 ore annue di utilizzazione.

Il costo capitale del kWh medio annuo produttibile è risultato crescente da 90 lire per la potenza P a 110 lire per la potenza 2P. Tenuto poi conto del decrescere dell'incidenza di talune voci componenti il costo di produzione con il crescere del rapporto potenza/produttività come sopra detto, si è applicato al costo capitale un coefficiente globale decrescente da 0,12 per la potenza P a 0,11 per la potenza 2P. Si sono così ottenuti costi di produzione del kWh compresi fra 10,90 lire e 12,10 lire. I punti relativi a detti costi sono stati riportati nella fig. 3 e collegati fra loro dalla curva d).

Subito appare come l'inclinazione di quest'ultima curva sia assai minore di quella relativa agli impianti termici di ogni tipo. Nel caso specifico, l'impianto idroelettrico non risulterebbe giustificato sotto l'aspetto puramente economico (a parte considerazioni di altro ordine) se concepito per du-

rata di utilizzazione superiore a circa 2000 ore. Lo stesso impianto, concepito invece per durate inferiori, può dare energia di punta a costi minori di quelli relativi all'impianto a vapore e, oltre un certo limite, anche dell'impianto con turbine a gas.

Anche a prescindere dai valori numerici riportati in fig. 3, che si riferiscono a particolari esempi ed hanno quindi solo valore indicativo, rimane il fatto della diversa inclinazione delle curve ivi riportate e della possibilità di conseguire interessanti risultati economici destinando utilizzazioni idroelettriche con serbatoio di regolazione alla produzione di energia di punta con limitatissima durata di utilizzazione, cioè in quel campo delle durate di utilizzazione in cui i costi di produzione degli impianti termici di ogni tipo salgono, più o meno rapidamente, a valori assai elevati.

#### 8. Conclusioni sulla produzione dell'energia di punta.

Da quanto esposto risulta come l'andamento della richiesta di energia elettrica da parte della utenza sia tale da comportare la necessità di mantenere una notevole frazione della potenza complessiva degli impianti di produzione a disposizione dell'utenza stessa per produzione di quantitativi di energia relativamente limitati, perché concentrati in determinate ore di determinati giorni dell'anno; vale a dire che una notevole frazione della potenza è destinata a servizio di punta con durata di utilizzazione assai limitata.

La produzione di questa energia è assai costosa e lo è, in particolare, se prodotta mediante le moderne centrali termoelettriche a vapore di grande potenza e di elevato rendimento ed ancor più se, in avvenire, prodotta su vasta scala per mezzo di impianti nucleari.

Il problema della produzione dell'energia di punta desta pertanto il più vivo interesse degli esercenti il servizio elettrico. Tra

i vari mezzi atti a produrre questa energia a condizioni economiche più favorevoli vi sono, innanzitutto, gli impianti termoelettrici a vapore di meno recente costruzione che vengono via via declassati dall'avvento dei nuovi. Questa soluzione, ottima in passato, comincia ora a risultare meno efficace specialmente nei Paesi a produzione prevalentemente termica, giacché si comincia oggi a dover declassare impianti aventi caratteristiche molto più adatte al servizio di base che non a quello di punta.

Altri mezzi sono le centrali con turbine a gas che, in questi ultimi anni, hanno goduto di sempre crescente favore e che vengono oggi realizzate anche con potenze unitarie rilevanti (intorno a 30 MW ed anche fino a 50 MW).

Viene pure indicata come favorevole soluzione, ma per ora non ancora largamente adottata, quella di centrali termoelettriche a vapore espressamente studiate per il servizio di punta, e cioè con limitate caratteristiche del vapore, cicli termici relativamente semplici, quindi basso costo di costruzione, anche con scapito del rendimento.

In questo quadro gli impianti idroelettrici hanno ancora rilevante importanza e possibilità di economico inserimento nei sistemi elettrici coordinati. Ed è anzi proprio per la produzione dell'energia di punta che gli impianti idroelettrici possono rendere ancora preziosi servizi anche sotto l'aspetto economico. Infatti molte possibili utilizzazioni idroelettriche, se realizzate con potenze tali da comportare una durata di utilizzazione ad esempio dell'ordine di 3000 ÷ 4000 ore, potrebbero oggi risultare antieconomiche in rapporto alla produzione delle moderne centrali termoelettriche, ma, se concepite per durata di utilizzazione minore, possono dar luogo ad una produzione di costo inferiore a quella ottenibile con le grandi termiche a vapore e, in casi favorevoli, anche a quella ottenibile con termiche di punta (a vapore

od a gas). E questo perché le curve dei costi di produzione, in funzione delle durate di utilizzazione, quanto più ci si avvicina a bassi valori delle ore annue di utilizzazione, salgono per le centrali termiche di ogni tipo molto più rapidamente di quanto non si verifichi in genere per le curve corrispondenti a diversi valori del rapporto produttività/potenza degli impianti idroelettrici.

Tutto ciò sulla scorta delle considerazioni puramente economiche svolte in precedenza e prescindendo quindi dalla ben nota particolare robustezza, sicurezza ed adattabilità degli impianti idroelettrici alle rapide variazioni del carico, e quindi alla funzione di copertura delle punte di breve durata e delle frastagliature delle curve di carico.

Ciò è vero tanto per gli impianti dotati di serbatoio di accumulo e galleria di derivazione in pressione, quanto anche per impianti privi di regolazione stagionale o fruente indirettamente di accumuli a monte di una catena di impianti in cascata, qualora questi impianti siano dotati di serbatoio di capacità settimanale, e quando — nelle stagioni di minori deflussi — si pensi di poter rinunciare alla produzione nelle ore di minor carico, fruendo di altre fonti di produzione.

È frequente il caso di possibili derivazioni idroelettriche le cui caratteristiche sono tali per cui lo aumento anche sensibile della potenza, con conseguente diminuzione della durata di utilizzazione della potenza stessa, non comporta variazioni troppo onerose nel costo complessivo di costruzione, mentre può determinare una decisiva economicità dell'impianto.

Rimangono in Italia, come ben noto, non molte possibilità di utilizzazioni idroelettriche e l'esame dei nuovi progetti, come del resto quello del rinnovo di vecchie derivazioni, visto sotto questo aspetto, può risultare di rilevante interesse nel quadro dell'economia elettrica generale del Paese.

In questo quadro si inserisce anche la funzione degli impianti dotati di possibilità di pompaggio in serbatoi superiori, od addirittura di puro pompaggio ed accumulo giornaliero, di cui verrà fatto qualche cenno in un successivo articolo.

Guido Bonicelli

#### BIBLIOGRAFIA

1. MAINARDIS M., *Centrali elettriche*, Hoepli, Milano 1957.
2. BARTLETT R. L., *Steam turbine performance and economics*, McGraw-Hill, New York 1958.
3. VARLET H., *Aménagements, utilisation et prix de revient des usines hydrauliques*, Eyrolles, Paris 1958.
4. ZIGNOLI V., *La teoria e la pratica dei costi industriali*, UTET, Torino 1959.
5. SKROTZKI B. G. A. e WOPAT A., *Power station engineering and economy*, MacGraw-Hill, New York 1960.
6. RICARD J., *Equipement thermique des usines génératrices d'énergie électrique*, Dunod, Paris 1962.
7. MARCELLO C. e BARDON G., *Caractéristiques des nouveaux aménagements hydroélectriques compte tenu de l'évolution de la production thermique, du degré d'interconnexion et de l'épuisement progressif du nombre des sites*, Atti del Congresso UNIPEDE di Baden-Baden (ottobre 1961).
8. MELE VAN R., *Couverture des pointes de charge; état du problème dans le réseau belge*, Atti del Simposio C.E.E. di Venezia (maggio 1963).
9. LEARDINI T. et alii, *La contribution des groupes thermiques au réglage des charges*, Atti del Simposio C.E.E. di Venezia (maggio 1963).
10. MOREL C., *L'analyse des courbes de charge et le phénomène de la diversité*, Atti del Congresso UNIPEDE di Stoccolma (giugno 1964).
11. NILSSON T. e NORLIN L., *Progrès techniques dans la conception et la réalisation des aménagements hydroélectriques; conséquences dans la rentabilité de ces ouvrages*, Atti del Congresso UNIPEDE di Stoccolma (giugno 1964).

# Gruppi termoelettrici da 250 MW delle centrali di Chivasso e di Turbigo con particolare riferimento alle caratteristiche dei generatori di vapore

*SERGIO MILANO, dopo una descrizione delle differenze di funzionamento tra caldaie a circolazione naturale e quelle ad attraversamento forzato o controllato, esamina i vari tipi di caldaie che impiegano questi ultimi sistemi e ne discute le caratteristiche più importanti. Segue quindi una descrizione dettagliata dei generatori di vapore delle centrali termoelettriche di Chivasso e di Turbigo, con particolare riferimento alle caratteristiche dei materiali, descrivendone infine le condizioni d'esercizio ed il sistema d'avviamento.*

## 1. Premessa.

Dato il valore della potenza installata nelle reti elettriche moderne, è diventato economicamente conveniente adottare gruppi generatori termoelettrici di grande potenza: negli Stati Uniti si sono già raggiunte potenze dell'ordine di 1000 MW per unità ed in Europa 600 MW per unità. Già da alcuni anni, in vista della potenza unitaria che i gruppi stavano per raggiungere, costruttori ed esercenti hanno ritenuto opportuno progettare ed installare unità con caratteristiche via via più spinte fino ad arrivare a valori di pressione ipercritici.

Attualmente per i blocchi termoelettrici di grande potenza si assiste al declino dei generatori di vapore a circolazione naturale ed all'avvento dei generatori ad attraversamento forzato o controllato.

Lo sviluppo di questi generatori di vapore è avvenuto in diverse nazioni europee secondo tre direttive fondamentali:

- 1) la soluzione Benson Siemens in Germania;
- 2) la soluzione Sulzer in Svizzera;
- 3) la soluzione Ramzin in Russia.

In un primo tempo queste soluzioni hanno avuto impieghi limitati al campo delle pressioni di vapore subcritiche e la preferenza al loro impiego è stata quasi sempre motivata dal risparmio in peso che esse consentivano rispetto all'adozione degli equivalenti generatori di vapore e circolazione naturale.

Attualmente le condizioni operative dei grandi blocchi termoelettrici sono diventati molto più favorevoli all'adozione dei generatori ad attraversamento forzato ed il loro impiego è stato anche fa-

vorito dal miglioramento delle altre parti dell'impianto.

Infatti sostanziali progressi sono stati realizzati dagli impianti di demineralizzazione dell'acqua e da quelli del trattamento continuo del condensato e notevoli miglioramenti si sono pure avuti negli apparati di regolazione e nelle apparecchiature del ciclo.

Una particolare menzione merita l'impiego, consentito dai recenti progressi metallurgici, di leghe di acciaio a struttura ferritica, resistenti ad elevate temperature.

## 2. Confronto fra i sistemi di circolazione dell'acqua nei generatori di vapore.

Nei generatori di vapore a circolazione naturale, la circolazione dell'acqua è assicurata dalla differenza di densità della corrente d'acqua fluente lungo i tubi di caduta, rispetto a quella formata da miscele d'acqua e di vapore ascendente nei sistemi tubolari esposti a trasmissione del calore nella camera di combustione del generatore di vapore.

L'azione propulsiva della circolazione è relativamente debole, e quindi l'acqua circola molte volte nel generatore prima di vaporizzare interamente.

All'aumentare dello sviluppo in altezza del generatore ed al crescere della pressione d'esercizio diminuisce il numero di percorrenze (numero di circolazione) che deve effettuare l'acqua per vaporizzare interamente.

All'aumentare della pressione, inoltre, si riduce man mano la differenza di densità fra l'acqua ed il vapore; valori di pressione di 180 at e rappresentano un limite non superabile con generatori a circolazione naturale in quanto l'azione propulsiva diventa troppo debole e si manifesta, nella zona

di vaporizzazione del generatore di vapore, un fenomeno termomeccanico, noto come « ebollizione pellicolare ».

Si ha un eccessivo sviluppo di vapore nella zona vaporizzante, in quanto la velocità di formazione delle bolle di vapore viene a superare la velocità con cui le bolle possono essere allontanate.

Di conseguenza la parete interna dei tubi si ricopre di una pellicola continua di vapore di spessore man mano crescente: contemporaneamente è noto che aumentando la pressione d'esercizio, si riduce il valore del calore di vaporizzazione e questa riduzione accentua il fenomeno di formazione della pellicola ed abbassa il coefficiente di trasmissione del calore.

La conseguente maggior differenza di temperatura può esporre la parete tubolare a sollecitazioni termiche eccessive.

L'unico mezzo efficace per ovviare a questo grave inconveniente è l'accrescimento della velocità di flusso della corrente nel sistema dei tubi vaporizzatori e questo è possibile adottando generatori ad attraversamento forzato del tipo menzionato al punto 1 od a circolazione meccanica controllata.

L'aumento di velocità da 10 cm/sec a 1 m/sec e più, oltre ad ovviare all'inconveniente prima descritto, è pure necessario nella zona di vaporizzazione per evitare fenomeni di instabilità di flusso, pulsazioni della corrente e disuniformità di flusso nei singoli tubi operanti in parallelo nelle camere di combustione.

Dato che il volume specifico varia lungo il percorso della corrente attraverso i tubi, è più logico riferirsi al valore del prodotto della velocità per il peso specifico più che alla sola velocità: è pure importante notare che il

valore del coefficiente d'attrito che è funzione del diametro interno del tubo, diminuisce di valore all'aumentare del diametro del tubo per i tronchi di tubo percorsi da sola acqua o da solo vapore, mentre nei tronchi percorsi dalla miscela acqua-vapore detto coefficiente aumenta coll'aumentare del diametro del tubo.

## 3. Descrizione dei generatori di vapore ed attraversamento forzato od a circolazione meccanica controllata.

Dopo le considerazioni generali svolte ai punti precedenti, facciamo qui un breve riassunto delle caratteristiche dei generatori ad attraversamento forzato ed a circolazione meccanica controllata.

Le peculiarità principali che avvantaggiano le caldaie ad attraversamento forzato sono essenzialmente: la leggerezza del sistema tubiero, potendosi adottare tubi e collettori di piccolo diametro e quindi di spessore ridotto; eliminazione del corpo cilindrico; maggior elasticità dei sistemi tubieri.

Questi elementi facilitano la progettazione e la costruzione della caldaia e le conferiscono una maggior elasticità di funzionamento, consentendole un avviamento rapido da freddo. Per contro queste caldaie presentano a loro volta problemi specifici che hanno trovato impostazioni e soluzioni diverse.

Per quanto nei sistemi ad attraversamento forzato la circolazione del fluido venga assicurata dalla pompa d'alimento, può ugualmente verificarsi una disuniformità di distribuzione della portata nei tubi posti in parallelo.

La singolarità di tale fenomeno è che esso può manifestarsi anche quando tutti i tubi in parallelo sono identici per dimensioni e disposizione agli effetti del riscaldamento.

Ricerche approfondite hanno messo in evidenza che la caduta di pressione è influenzata dall'assorbimento di calore da parte del fluido così da non risultare sempre crescente con la portata.

Questi problemi hanno trovato una diversa soluzione da parte dei costruttori.

## 3.0.0. - Caldaia Benson.

L'idea originale dell'ideatore della caldaia Benson era di poter produrre del vapore a pressione ipercritica e di sopprimere l'ebollizione, eliminando quindi il corpo cilindrico che nelle caldaie a circolazione naturale ha lo scopo di separare l'acqua dal vapore, evitando nel contempo la formazione di depositi nei tubi vaporizzatori.

La tecnica dell'epoca in cui cominciarono le prime installazioni non permetteva l'impiego economico di vapore a pressioni così elevate, per cui la caldaia Benson venne impiegata a pressioni d'esercizio subcritiche e si riusciva così a conseguire una riduzione di ingombro e di peso; dette difficoltà sono ora superate in seguito ai progressi conseguiti negli impianti di trattamento dell'acqua.

La parte caratteristica della caldaia Benson è l'evaporatore, disposto come schermatura delle pareti della camera di combustione.

In detta zona avviene l'evaporazione dell'acqua previamente preriscaldata nell'economizzatore. Possono venire adottate nelle caldaie Benson diverse forme costruttive della zona di evaporazione.

Impiegando tubi di piccolo diametro, bisogna mettere in parallelo molti tubi per realizzare la necessaria azione di passaggio corrispondente all'intera portata.

Nella fig. 1 sono rappresentati 4 diversi tipi costruttivi della zona evaporante:

fig. 1a — Sistema a pacchi di tubi ascendenti con tubi di caduta esterni. La vaporizzazione avviene solo nelle superfici riscaldate ascendenti e la miscelazione acqua-vapore viene portata da tubi di caduta non riscaldati al pacco successivo.

È possibile rivestire tutte le pareti della camera di combustione mettendo in serie diversi di questi pacchi di tubi.

Una gran parte delle caldaie Benson costruite finora, furono eseguite con detto sistema di zona evaporante per avere la massima stabilità di flusso con pressioni subcritiche;

fig. 1b — Zone evaporanti a meandro, costituite da una fascia composta con molti tubi in parallelo correnti orizzontalmente addossati alle pareti della camera di combustione.

Questo sistema di zona evaporante era già stato sperimentato nelle prime caldaie Benson: nelle realizzazioni moderne per pressioni di esercizio prossime alla critica o sopra la critica vi sono zone evaporanti a meandri;

fig. 1c — Quando la costruzione del sistema di pacchi di tubi ascendenti con tubi di caduta trova qualche difficoltà di adattamento a qualche parte della camera di combustione, è possibile adottare una combinazione del si-

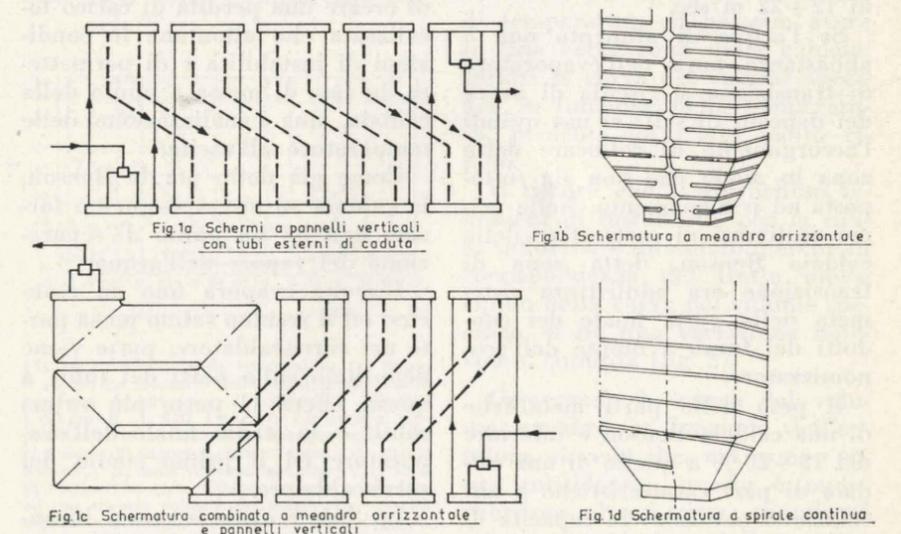


Fig. 1 - Diverse disposizioni costruttive della zona evaporante delle caldaie a flusso forzato tipo Benson.

stema a meandro col sistema tubi ascendenti - tubi di caduta;

fig. 1d — Sistema a spirale: la zona evaporante è costituita da una fascia di tubi in parallelo che si svolge come una spirale unica ascendente sulle 4 pareti della camera di combustione.

Anche questo tipo di zona evaporante è particolarmente adatto per caldaie funzionanti a pressione critica ed ipercritica e consente di ottenere l'opportuna sezione di passaggio del fluido interno con caldaie di qualsiasi dimensione e potenzialità.

È tipico delle caldaie Benson che nei tubi della zona evaporante soggetta a trasmissione di calore il fluido interno procede sempre in senso ascendente cioè nello stesso senso che avrebbe se la caldaia fosse a circolazione naturale.

Eventuali tubi della zona di evaporazione nei quali, per esigenze costruttive, il fluido interno viene fatto avanzare in senso discendente sono sempre disposti come tubi esterni di collegamento non soggetti a trasmissione di calore.

I tubi in parallelo hanno un diametro esterno di 30÷40 mm (25÷32 mm per i surriscaldatori); l'ultima parte dei pannelli di tubi della zona evaporante costituiscono il cosiddetto evaporatore di transizione ed in esso vengono eliminate le ultime tracce di umidità ed inizia il surriscaldamento; la velocità dell'acqua nei tubi è di 2÷3,5 m/sec mentre nel surriscaldatore sono raggiunte velocità di 12÷22 m/sec.

Se l'acqua di alimento non è abbastanza pura nell'evaporatore di transizione si rischia di avere dei depositi di sali: si usa quindi l'accorgimento di collocare detta zona in modo che non sia sottoposta ad irraggiamento. Nelle prime realizzazioni costruttive della caldaia Benson, detta zona di transizione era addirittura sistemata nella parte finale dei condotti dei fumi, a monte dell'economizzatore.

Il peso delle parti metalliche di una caldaia Benson è inferiore del 15÷20% a quello di una caldaia di pari caratteristiche a circolazione naturale: la capacità di accumulo è pari al 5÷10% della portata massima, contro il 20÷

30% di una caldaia a circolazione naturale.

La perdita di carico è pari al 30÷40% della pressione di ammissione, ma detto valore si abbassa al crescere della pressione d'ammissione.

Piccole differenze, rispetto ai criteri costruttivi dei generatori tipo Benson, caratterizzano le caldaie Ranzin, realizzate esclusivamente nell'Europa orientale.

### 3.0.1. - Caldaia Sulzer.

La caldaia Sulzer (fig. 2) è stata denominata monotubolare, ma in effetti è costituita da più tubi in parallelo, con diametri esterni di 50÷70 mm. In teoria il sistema Sulzer evita l'instabilità adottando per la parte preriscaldante evaporante un tubo continuo alla cui estremità d'uscita viene tenuta sotto controllo la temperatura.

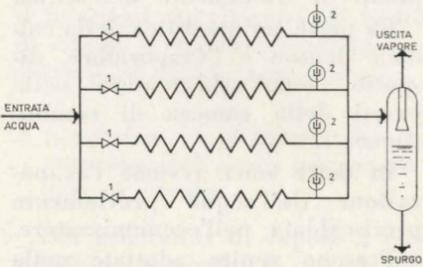


Fig. 2 - Disposizione dell'evaporatore nella soluzione Sulzer per combattere il fenomeno d'instabilità nella circolazione. 1, valvola di strozzamento; 2, termostati di controllo temperatura; 3, separatore d'umidità.

Disponendo più tubi in parallelo, detto controllo viene esteso a ciascuno di essi, mentre in partenza vengono inserite valvole di strozzamento con il duplice scopo di creare una perdita di carico localizzata che allontana le condizioni di instabilità e di permettere, in fase di messa a punto della caldaia, una egualizzazione delle temperature all'uscita.

Come già detto per la Benson, la caldaia ad attraversamento forzato non ha un punto di separazione del vapore dall'acqua.

L'acqua evapora fino ad esaurirsi ed il residuo salino passa parte nel surriscaldatore, parte viene depositato sulle parti dei tubi; a questi effetti la parte più vulnerabile è lo stadio finale dell'evaporatore ed il primo stadio del surriscaldatore.

La Sulzer ovvia a questi inconvenienti, installando un separatore di umidità tra l'evaporatore ed

il surriscaldatore; insieme alla umidità volutamente residua, si separano dal vapore anche i sali, nonché gli ossidi di ferro, trascinati dall'acqua d'alimento e tutti vengono eliminati collo spurgo.

Il separatore Sulzer costituisce un elemento di guardia, la cui utilità è evidente ogni volta che per un motivo qualsiasi, l'acqua di alimento ha delle caratteristiche scadenti.

Nei generatori Benson e Sulzer di grande potenzialità si usa suddividere la caldaia in 2 parti funzionanti in parallelo e regolate separatamente: una simile disposizione rimedia alle difficoltà di ripartire uniformemente l'assorbimento di calore, se il numero dei fasci di tubi in parallelo è notevole.

Il trattamento dell'acqua d'alimento merita un cenno particolare: infatti colla distillazione anche ripetuta, è particolarmente difficile eliminare dall'acqua il sodio, la silice e l'anidride carbonica; colle resine a scambio ionico si possono invece fissare queste sostanze con un grado assai spinto. Non è ammesso aggiungere in caldaia additivi che non siano completamente volatili, perché non lascino ovviamente depositi sulle pareti dei tubi.

È ammesso quindi solo l'impiego di ammoniaca, dell'idrazina e di ammine volatili quali la morfina: questi additivi esercitano anche un'azione anticorrosiva.

### 3.0.2. — Caldaia La Mont.

Una caldaia che può essere impiegata fino a valori di pressione di 170÷180 atm. è la caldaia a circolazione meccanica controllata, nota anche come caldaia La Mont (fig. 3); essa differisce dal

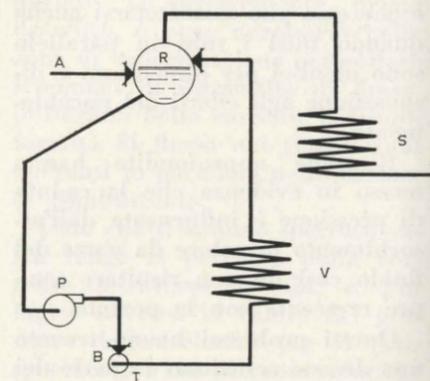


Fig. 3 - Caldaia La Mont.

generatore di vapore a circolazione naturale perché sui tubi di ritorno dell'acqua dal corpo cilindrico al collettore dell'entrata della caldaia sono installate delle pompe.

Il volume della camera di combustione è uguale a quello di una equivalente caldaia a circolazione naturale; pure uguali sono le superfici delle varie parti del generatore, nonché l'architettura generale della caldaia.

Le pompe di circolazione consumano lo 0,30÷0,4% della potenza prodotta e costituiscono un organo essenziale in questo tipo di caldaia: dette pompe sono normalmente appese ai tubi di caduta.

Il complesso pompa-motore elettrico costituisce un blocco unico e stagno ed il rotore del motore ruota immerso nell'acqua, rotore e statore sono isolati individualmente dall'acqua mediante tubi stagni, permeabili al flusso magnetico.

Il carter, che contiene il tutto, fa corpo unico colla camera spirale della pompa; lo statore è raffreddato con circolazione d'acqua mediante una piccola pompa interna, così pure il rotore, i cuscinetti e l'albero; quest'acqua viene a sua volta raffreddata in un refrigerante esterno.

Un vantaggio della caldaia La Mont è di permettere l'utilizzazione di tubi di piccolo diametro, in quanto la perdita di carico non è più un fattore limitativo.

Con velocità dell'acqua di 1,5÷2 m/sec, le perdite di carico sono dell'ordine di 3 kg/cm<sup>2</sup> cioè 5÷7 volte superiori a quelle della caldaia a circolazione naturale: i tubi di dimensioni ridotte inoltre danno luogo a delle dilatazioni minori.

In base a considerazioni economiche di massima, si può considerare che questo tipo di generatore può essere di conveniente impiego oltre 160 kg/cm<sup>2</sup> e può essere usato fino ai limiti imposti da valori critici.

I punti deboli di questa caldaia erano le pompe di circolazione: attualmente però dette pompe sono state notevolmente migliorate.

Esiste pur sempre un organo delicato come il corpo cilindrico che esige tutte le particolari ac-

cortezze del caso durante gli avviamenti, però è possibile con un generatore di questo tipo conseguire dei valori molto bassi del minimo tecnico (16% durante l'esercizio a carbone a 5÷6% con l'esercizio ad olio fluido pesante).

### 4. Generatori di vapore per valori di pressione critici ed ipercritici.

Attualmente esistono 2 tipi di caldaia adatti a funzionare ai valori critici ed ipercritici e sono entrambi generatori ad attraversamento forzato.

Il primo è il tipo Benson classico: il secondo si può considerare un'applicazione del principio della caldaia La Mont al capo ipercritico.

Nell'intorno del valore critico l'unico tipo di generatore impiegato finora è il tipo Benson; in passato non si costruivano caldaie funzionanti nelle immediate vicinanze della pressione critica.

La ragione era che si credeva di avere delle notevoli variazioni del coefficiente di trasmissione del calore durante le variazioni di pressione.

Si potevano avere considerevoli difficoltà di regolazione: vi era il rischio di surriscaldare il metallo dei tubi, se la velocità del fluido non fosse stata sufficiente.

Alcune esperienze di Styrikovich (fig. 4) hanno mostrato in effetti che, per una pressione leggermente inferiore alla pressione critica, la differenza di temperatura tra il fluido ed il metallo può

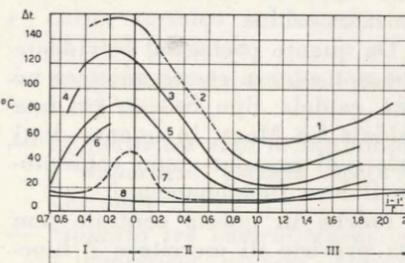


Fig. 4 - Differenza di temperatura tra fluido e parete in funzione della entalpia del fluido per una trasmissione di calore di 270.000 k.cal./m<sup>2</sup>.h. a 220 kg./cm<sup>2</sup>. Le ascisse rappresentano le variazioni di entalpia rapportate al calore di vaporizzazione. I, zona di riscaldamento; II, zona di vaporizzazione; III, zona di surriscaldamento. Ciascuna curva si riferisce ad una diversa velocità dell'acqua. La velocità massica espressa in kg./mq. sec. ha i seguenti valori: 390 per 1 - 440 per 2 - 480 per 3 - 500 per 4 - 5 - 600 per 6 - 785 per 7 - 1650 per 8.

assumere dei valori elevati all'inizio della zona di vaporizzazione.

Questo fenomeno è dovuto alla variazione del coefficiente di trasmissione ed i sunnominati dati mostrano che il massimo si trova

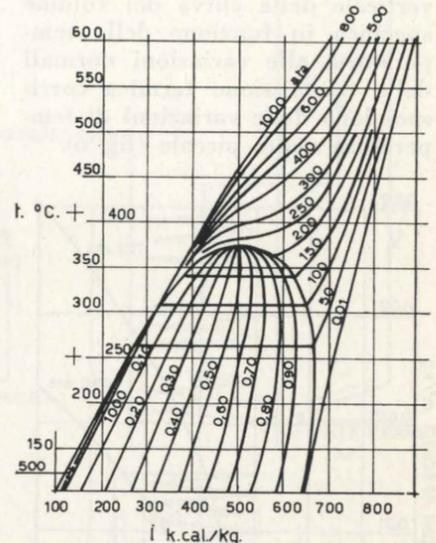


Fig. 5 - Diagramma i, t.

un po' prima dell'inizio della zona di vaporizzazione. Le stesse indagini però hanno dimostrato che con una velocità sufficiente del fluido, detta punta di temperatura scompare, per cui una caldaia a pressione critica può essere tranquillamente esercitata, purché si abbia una velocità del fluido sufficiente.

Per i generatori di vapore ipercritici si è spesso parlato di fenomeni di instabilità provocati dalle forti variazioni di volume specifico che, per modeste variazioni di temperatura, si possono avere in una certa zona della caldaia. Infatti la curva del volume specifico in funzione della temperatura, presenta un tratto molto ripido.

Il timore che si verificano fenomeni di instabilità, per la causa suddetta, è infondato, perché in corrispondenza del tratto molto ripido della curva del volume specifico, si ha una variazione notevole d'entalpia (fig. 5).

Osservando la curva del volume specifico in funzione dell'entalpia, si vede che, nel campo sopra considerato, questa è molto prossima ad una retta: quindi ad una certa variazione della trasmissione termica corrisponde una

uguale variazione di volume specifico in qualsiasi punto della caldaia.

Invece si può affermare che, nella zona di caldaia in cui il fluido ipercritico passa per il tratto verticale della curva del volume specifico in funzione della temperatura, alle variazioni normali della trasmissione termica corrispondono delle variazioni di temperatura molto piccole (fig. 6).

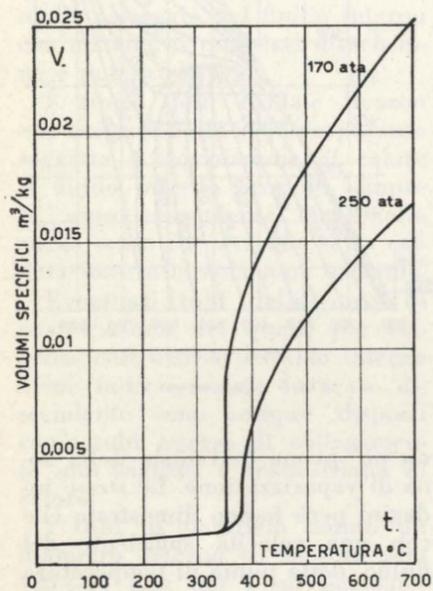


Fig. 6 - Diagramma V, t.

Dopo quanto premesso la ragione di scelta di un valore critico piuttosto che di un valore ipercritico è dovuto ad una molteplice serie di motivi che saranno appresso esposti.

Occorre innanzitutto premettere che il generatore oggetto della presente esposizione ha una potenzialità di 840 t/h ed una pressione all'uscita del surriscaldatore di 211 ate; una cospicua parte del percorso della corrente fluida nel sistema tubolare del generatore ha luogo a pressioni ipercritiche (225 ate, 374 °C).

Si tratta precisamente dei tubi delle schermature della camera di combustione, dei tubi di collegamento, di sospensione e di miscela del surriscaldatore a pannelli, di quelli del surriscaldatore con serpentine a meandro e del primo attempatore. Il valore ipercritico adottato normalmente in impianti soprattutto americani è di 245 ata all'ammissione in turbina:

la scelta di dette caratteristiche comporta di conseguenza l'adozione di 2 surriscaldamenti, che hanno una giustificazione sia tecnica che economica. Ma queste caratteristiche, così elevate, hanno un valore per gruppi termoelettrici di potenza superiore a quello da noi descritto; notiamo inoltre che, al momento dell'inizio della progettazione questi valori erano tra i più elevati nelle centrali termoelettriche del nostro paese.

L'adozione di valori ipercritici impone inoltre l'adozione di apparecchiature per il ciclo di caratteristiche molto elevate: ad esempio, la pompa d'alimento della caldaia diventa una macchina assai importante, costosa e di notevole potenza.

La potenza assorbita, nel caso di azionamento elettrico, diventa talmente ragguardevole da imporre la suddivisione in almeno 3 unità per avere la piena portata e pone pesanti problemi d'avviamento.

Il valore prescelto, consente ancora la suddivisione delle pompe d'alimento in 2 unità, e, pur ponendo gravosi problemi d'avviamento per le elettropompe, ne consente ancora l'impiego e consente pure l'impiego di una pompa coassiale dimensionata per la piena portata, senza moltiplicazione di giri.

Il rendimento dell'impianto risulta notevole circa 40% ed il consumo specifico lordo di calore è di conseguenza pari a 1881 Kcal/KWH al carico economico per il ciclo e 2150 Kcal/KWH per l'intero impianto al netto della potenza assorbita.

Da quanto premesso, è evidente che non poteva essere adottata né una caldaia tipo Sulzer, né una caldaia La Mont, in quanto detti valori di pressione non consentono il loro funzionamento.

Poiché in questa centrale non era previsto di esercitare il blocco termoelettrico a valori inferiori al 30÷33%, non è stata presa in considerazione la caldaia ad attraversamento forzato con pompe di circolazione che è un'estensione della caldaia La Mont per i valori ipercritici.

Per lo stesso motivo, la caldaia Benson, oggetto della presente

descrizione, non è stata corredata dall'apposito circuito interno di ricircolazione mediante apposita pompa, che consentirebbe anche a detta caldaia di funzionare a valori inferiori al 30%.

È da notare che nella caldaia derivata dalla La Mont le pompe di cui sopra sono comunque una esigenza, indipendentemente dal valore del carico per unità funzionanti alla pressione ipercritica, mentre nella caldaia Benson costituiscono solo un dispositivo dal quale si può prescindere, se non si deve funzionare a carichi inferiori al 30%.

### 5. Descrizione dei generatori di vapore di Chivasso e di Turbigo.

I generatori di vapore tipo Benson, sono in corso di montaggio presso le centrali termoelettriche dell'Enel di Chivasso e di Turbigo.

Essi fanno parte di 2 blocchi termoelettrici da 250 MW, il cui ciclo termico ha 7 spillamenti, 6 dei quali alimentano dei preriscaldatori a superficie ed 1 preriscaldatore a miscela-degasatore: dei 2 blocchi, quello di Chivasso è munito di una pompa d'alimento azionata dalla turbina principale e da 2 elettropompe per la metà della portata, mentre quello di Turbigo è munito di 3 elettropompe per la metà della portata.

Essi sono di costruzione Ansaldo e rispondono alle seguenti caratteristiche:

- portata massima del vapore surriscaldato 840 t/h
- pressione del vapore all'uscita del surriscaldatore finale 211 ate
- temperatura del vapore surriscaldato 540 °C
- temperatura dell'acqua di alimento all'andamento massimo 298 °C
- portata massima del vapore surriscaldato 669 t/h
- pressione del vapore surriscaldato all'andamento massimo a monte del surriscaldatore 47,4 ate

- pressione del vapore surriscaldato all'andamento massimo a valle del surriscaldatore 45 ate
- temperatura del vapore surriscaldato a monte del surriscaldatore 337 °C
- temperatura del vapore surriscaldato a valle del surriscaldatore 540 °C
- temperatura dell'aria ambiente 15 °C

Come combustibile è previsto l'impiego di nafta Bunker C del potere calorifico inferiore di 9700 kcal/kg, viscosità a 50 °C: 50 E°; densità a 15 °C: 0,96 ÷ 1 kg/dmc, zolfo 1%.

Mediante l'aggiunta delle necessarie apparecchiature per la macinazione e di combustione, è previsto l'impiego del carbone.

Colla combustione a nafta ai carichi di 258 MW e, di 232 MW, il costruttore ha garantito un rendimento termico del 93% e, rispettivamente, del 93,3%.

Diamo ora una descrizione, necessariamente sommaria, degli elementi e delle particolarità costruttive della caldaia; la descrizione seguirà, nei limiti del possibile, il percorso compiuto dal fluido nel generatore, riferendoci alla fig. 7; notiamo che la caldaia dal punto di vista idraulico è divisa in 2 parti perfettamente simmetriche:

a) *Economizzatore.* — L'economizzatore è del tipo a serpentine orizzontali poste nel tratto finale inferiore del condotto discendente e facenti capo a 2 cassette cilindriche; la superficie di scambio è di 3200 mq, i tubi in acciaio trafilato Aq 45 senza saldatura hanno un diametro esterno di 33,7 mm, e le cassette, che non sono in contatto coi fumi, hanno un diametro esterno di 168,3 mm.

b) *Camera di combustione.* — È divisa approssimativamente in 2 zone, una bassa, esposta all'irraggiamento delle fiamme, ed una alta esposta all'irraggiamento dei gas combustibili.

I dati di funzionamento al ca-

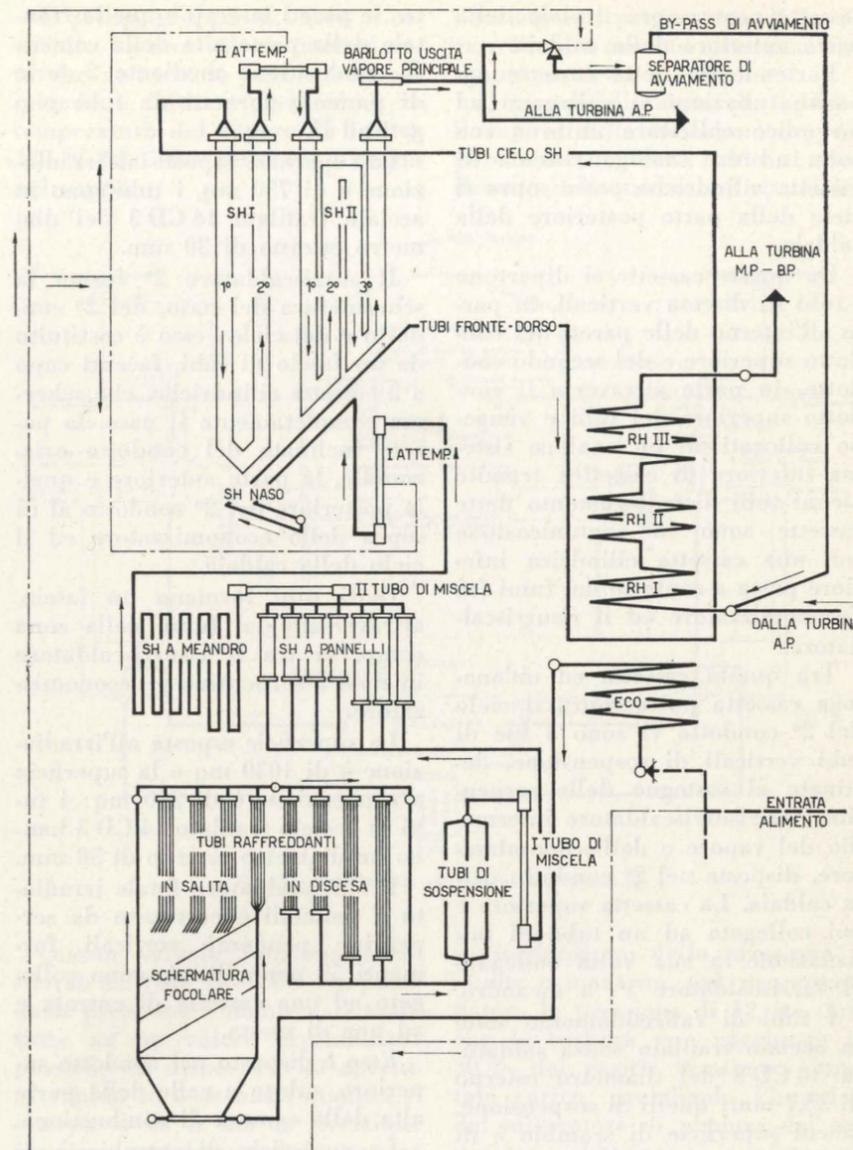


Fig. 7 - Generatore di vapore Ansaldo-Benson da 840 T/h. Schema parti in pressione.

rico massimo continuo, sono i seguenti:

- carico termico volumetrico 187.995 Cal/mch
- temperatura dei fumi all'uscita 1.138 °C
- rapporto tra calorie introdotte e superficie esposta 250.475 Cal/mqh
- rapporto tra calorie trasmesse e superficie esposta 130.000 Cal/mqh.

La parte bassa della camera di combustione comprende una schermatura di tubi, saldati inferiormente a 4 cassette cilindriche.

I tubi, salendo a spirale, ricoprono interamente la parte bassa della camera di combustione espo-

sta all'irraggiamento delle fiamme: essi sono in acciaio trafilato 14 CD 3, con diametro esterno di 33,7 mm; la superficie irraggiata è di 1300 mq.

La parte alta della camera di combustione è schermata anteriormente e lateralmente dal surriscaldatore primo (di tipo irradiato) e, posteriormente, nella zona del naso, dal surriscaldatore secondo, formante schermo del naso del 2° condotto e del cielo.

Quindi i tubi schermo, unendosi in gruppi di 4, salgono verticalmente in parte all'esterno delle pareti della parte alta della camera di combustione ed in parte attraverso il condotto superiore dei fumi e fanno capo a piccole

cassette poste sopra il cielo della parte anteriore della caldaia.

Partendo da dette cassette apposite tubazioni si collegano ad un unico collettore unito a sua volta ad un analogo sistema di cassette cilindriche poste sopra il cielo della parte posteriore della caldaia.

Da queste cassette si dipartono i tubi di discesa verticali, in parte all'esterno delle pareti del condotto superiore e del secondo condotto, in parte attraverso il condotto superiore dei tubi e vengono collegati ad un analogo sistema inferiore di cassette: tramite alcuni tubi di collegamento dette cassette sono in comunicazione con una cassetta cilindrica inferiore posta a contatto dei fumi fra l'economizzatore ed il surriscaldatore.

Tra questa cassetta ed un'analogo cassetta posta sopra il cielo del 2° condotto vi sono 3 file di tubi verticali di sospensione, destinate al sostegno delle serpentine del surriscaldatore intermedio del vapore e dell'economizzatore, disposte nel 2° condotto della caldaia. La cassetta superiore è poi collegata ad un tubo di miscelazione, a sua volta collegato al surriscaldatore 1°, a meandro.

I tubi di raffreddamento sono in acciaio trafilato senza saldatura 14 CD 3 del diametro esterno di 33,7 mm; quelli di sospensione, la cui superficie di scambio è di 450 mq sono dello stesso materiale ed hanno un diametro esterno di 38 mmq.

Il tubo di miscela è pure in acciaio 14 CD 3, ha un diametro esterno di 298,5 mm ed uno spessore di 32 mm.

c) *Surriscaldatore.* — Il surriscaldatore si può considerare diviso in 3 parti che verranno qui appresso descritte.

Il surriscaldatore 1° forma la schermatura della parte alta della caldaia: esso è costituito da 2 serie di tubi, costituiti ognuno da 4 pannelli ascendenti che coprono le pareti laterali del condotto posteriore e da 2 serie di tubi, ciascuno costruito da 3 pannelli ascendenti ed in parallelo ai precedenti che coprono le pareti laterali del condotto orizzontale.

Detto surriscaldatore copre inol-

tre le pareti laterali e quella frontale della parte alta della camera di combustione mediante 2 serie di pannelli formati da tubi piegati ad U.

La superficie esposta all'irradiazione è di 750 mq, i tubi sono in acciaio trafilato 14 CD 3 del diametro esterno di 30 mm.

Il surriscaldatore 2° forma la schermatura del naso, del 2° condotto e del cielo: esso è costituito da un fascio di tubi, facenti capo a 2 cassette cilindriche, che schermata completamente il naso, la parete inclinata del condotto orizzontale, la parte anteriore e quella posteriore del 2° condotto al di sopra dello economizzatore ed il cielo della caldaia.

Detti tubi formano un fascio, attraversato dai fumi, nella zona compresa tra il surriscaldatore iniziale a serpentine e l'economizzatore.

La superficie esposta all'irradiazione è di 1030 mq e la superficie a convenzione è di 200 mq: i tubi in acciaio trafilato 14 CD 3 hanno un diametro esterno di 38 mm.

Il surriscaldatore finale irradia a pannelli è costituito da serpentine pendenti verticali formanti 50 pannelli, ciascuno collegato ad una cassetta di entrata e ad una di uscita.

Esso è disposto nel condotto superiore, subito a valle della parte alta della camera di combustione.

La superficie di scambio è di 3000 mq, i tubi sono in acciaio trafilato 10 CD 910 ed hanno un diametro esterno di 25 mm.

d) *Risurriscaldatore.* — Il risurriscaldatore è costituito da un fascio di serpentine orizzontali disposte nel 2° condotto e facenti capo a 2 cassette cilindriche.

La superficie di scambio è di 5950 mq, i tubi in acciaio trafilato Aq 45 14 CD 3 e 10 CD 910 hanno un diametro esterno di 44,5 millimetri.

e) *Attemperatori.* — Nel ciclo del vapore principale sono posti 2 attemperatori in parallelo fra il surriscaldatore 1° a meandro ed il surriscaldatore 2° formante schermo del naso; una seconda coppia di attemperatori è posta fra quest'ultimo ed il surriscaldatore finale a pannelli.

Gli attemperatori sono atti a mantenere il vapore ad una temperatura di  $540 \pm 5$  °C fra il carico del 30 % e quello del 100 %.

Nel ciclo del vapore risurriscaldato sono pure posti 2 attemperatori in parallelo prima del risurriscaldatore, che mantengono il valore della temperatura del vapore a  $540 \pm 5$  °C fra il carico del 45 % e quello del 100 %.

f) *Varie.* — Il generatore è munito di 2 preriscaldatori d'aria tipo Ljungström, di 2 aerotermini a vapore, atti a preriscaldare l'aria da 20 °C a 70 °C prima dell'ingresso nei preriscaldatori Ljungström.

Gli aerotermini a vapore sono sistemati nei condotti d'aria sulla mandata dei ventilatori e sono alimentati dal vapore spillato da uno stadio intermedio della turbina.

L'impianto di combustione della nafta è costituito da 4 file di bruciatori (ciascuna costituita da 4 unità) disposte frontalmente; per l'accensione vi sono 16 torce automatiche a gasolio.

Il generatore di Turbigo Levante differisce da quello di Chivasso, solo per il fatto di essere di tipo pressurizzato e quindi la camera di combustione è progettata in modo da assicurare la tenuta e sono previsti solo i ventilatori forzati.

La pressurizzazione, che è stata recentemente adottata per i nuovi da 320 MW dà luogo ad un miglioramento del rendimento, in quanto si sopprimono le entrate d'aria esterna nel circuito dei gas, si diminuisce la potenza assorbita dai ventilatori e si migliora il controllo della combustione e della temperatura di surriscaldamento: si ha però un aumento di prezzo dovuto alla costruzione stagna.

Tangenzialmente alla parete costituita dai tubi, dalla parte non esposta al fuoco, è sistemato il lamierino metallico dello spessore di 3 mm del fasciamento skin casing; sul dorso di detto lamierino sono disposti 2 strati di materiale coibente, formati da materassini e giunti sfalsati, trattenuti in posto da reti metalliche ancorate ad un sistema di piolature saldate al lamierino stesso. Un fasciamento metallico esterno di lamierino,

dello spessore di 1,2 mm completerà la parte descritta.

Richiamiamo ancora l'attenzione sull'impiego delle tubazioni inclinate leggermente rispetto al piano orizzontale della prima parte della zona evaporante in camera di combustione per far notare come detta disposizione conferisca un'elevata stabilità propria al sistema. Infatti la somma della differenza statica di pressione colla perdita di carico dovuta all'attrito dà luogo ad una curva portate-perdite di carico ascendente, che aumenta quindi la stabilità della caratteristica globale rispetto alle caratteristiche di perdita di carico per attrito.

La disposizione inclinata dei tubi ha il vantaggio che nel caso di carico parziale non si ha formazione di bolle di vapore sulle pareti che rimangono immobili e quindi disturbano il deflusso e provocano delle corrosioni; se poi con carico parziale si usano solo i bruciatori superiori si ha una stabilizzazione aggiuntiva del flusso.

Una descrizione a parte merita il circuito d'avviamento, che è una caratteristica di questo tipo di caldaia.

#### 6. Circuito d'avviamento.

Il circuito d'avviamento è costituito, per ciascuna delle 2 uscite del vapore principale, da un gruppo di sfioro e riduzione della temperatura e della pressione che immette in un separatore d'avviamento (fig. 8).

Detto apparecchio è costituito da un corpo cilindrico verticale in acciaio del diametro esterno di 1000 mm ed è provvisto di apparecchiature interne che assicurano la separazione dell'acqua dal vapore.

Da detto separatore una tubazione convoglia il vapore alla tubazione del risurriscaldato freddo, mentre una seconda tubazione convoglia l'acqua al serbatoio del degasatore del ciclo.

Il vapore, dopo aver percorso il risurriscaldatore, viene avviato al condensatore tramite una tubazione collegata a quella del vapore risurriscaldato caldo: un altro gruppo di sfioro e di riduzione della pressione e della temperatura agisce su questo collegamento.

Il primo gruppo di sfioro è costituito da una valvola motorizzata che assicura la perfetta tenuta quando è chiusa e che riduce la temperatura del vapore da 540° a 480 °C mediante iniezione d'acqua nel seggio.

l'avviamento permettono di scaricare l'intera portata alla cassa d'espansione della caldaia.

Il gruppo di sfioro, che adduce il vapore dalla tubazione del vapore risurriscaldato caldo al condensato della turbina, è comanda-

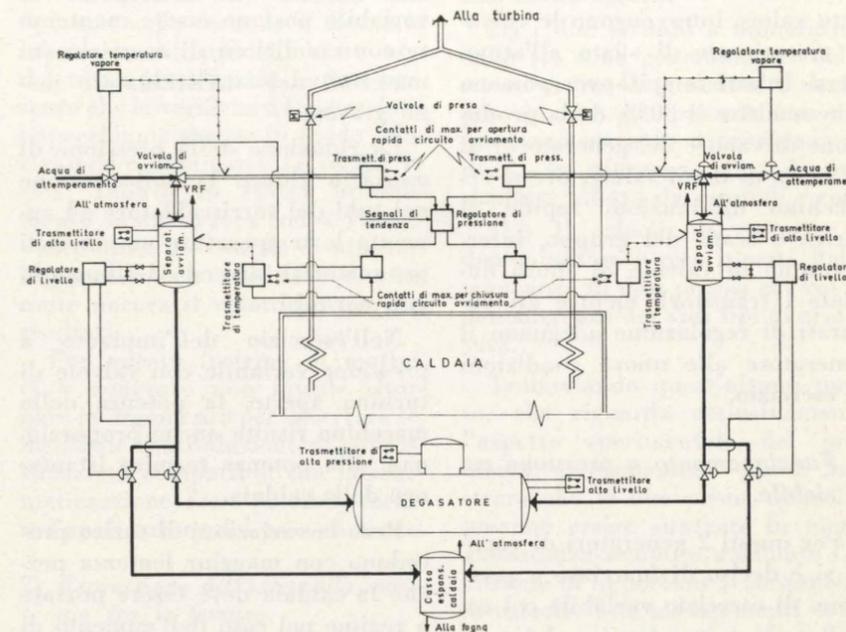


Fig. 8 - Regolazione circuito avviamento A.P.

Questa valvola funziona come sfioratrice cioè prevede l'impulso dalla pressione a monte e la mantiene ad un valore prestabilito: possiede un dispositivo di apertura rapida in 6 secondi, quando si oltrepassa di 5 ate la pressione massima prevista per il vapore surriscaldato in caso di arresto rapido della turbina.

L'acqua di iniezione per questa valvola è derivata all'entrata dell'acqua di alimento nell'economizzatore, per cui, se si verifica la fermata delle pompe di alimento, si chiude la valvola di ritengo alla entrata in caldaia e la stessa pressione di caldaia assicura la necessaria pressione all'acqua di iniezione. Le due valvole sono in grado di smaltire l'intera portata della caldaia a pieno carico.

Il separatore di vapore è munito di regolatori di livello che aprono le valvole che collegano il separatore stesso al serbatoio del degasatore: in caso di alto livello, altre 2 valvole di regolazione scaricano l'acqua alla cassa di espansione della caldaia; queste ultime sono pure telecomandabili ed al-

to in funzione della pressione a monte e mantiene nel risurriscaldatore la pressione di 12 ate, finché la turbina non raggiunge il 30 % del carico massimo; dopo tale carico, prendendo l'impulso dal misuratore di potenza del generatore elettrico, si predetermina il valore di regime nella tubazione del risurriscaldato.

Quindi il gruppo di sfioro (costituito da 2 valvole) si aprirà quando la pressione sarà superiore del 10 % a quella di funzionamento normale.

Dopo le valvole di sfioro (denominate spill-over) è previsto un desurriscaldatore (mediante iniezione di condensato proveniente dalla mandata delle pompe di estrazione) che è in grado di desurriscaldare il vapore da 465° a 210 °C.

All'ingresso del vapore, che proviene dalle spill-over, al condensatore è previsto un dispositivo (dump-chamber) con vari passaggi strozzati onde ridurre la pressione del vapore da 7 ate a 0,06 ate: anche nelle dump-chambers è previ-

sta l'iniezione d'acqua di desurriscaldamento.

La quantità di vapore che non può passare attraverso il gruppo di sfioro farà aumentare ulteriormente la pressione nella tubazione del surriscaldato: ad un determinato valore intervengono le valvole motorizzate di sfioro all'atmosfera. Infatti le spill-over possono solo smaltire il 30 % della produzione di vapore del generatore: al di sopra di detto valore, ove si verificano diminuzioni rapide di carico o scatti del gruppo, interverranno le valvole di sfioro durante i transitori, mentre gli apparati di regolazione adeguano il generatore alle nuove condizioni di esercizio.

#### 7. Funzionamento a pressione variabile.

Per questi 2 generatori di vapore si è deciso di marciare a pressione di esercizio variabile col carico onde poter fornire dei vantaggi che derivano dalla applicazione di questo sistema di funzionamento ivi compresi i miglioramenti nel consumo specifico.

Con la caldaia Benson la temperatura del vapore surriscaldato può rimanere costante, perché essa è indipendente dalla pressione: inoltre siccome il volume specifico del vapore aumenta quasi proporzionalmente al diminuire della pressione, si può realizzare un'utilizzazione termica a rendimento quasi costante.

La riduzione di pressione provoca una riduzione della temperatura di saturazione: ne consegue un aumento della temperatura differenziale nel surriscaldatore a bassa temperatura e di conseguenza un aumento dell'assorbimento totale nel surriscaldatore, ad un determinato regime di combustione. Con una temperatura più alta del vapore surriscaldato uscente, anche la temperatura del vapore uscente dalla turbina ad alta pressione risulta più elevata: si ha quindi una diminuzione della temperatura differenziale di scambio

termico nel surriscaldatore e quindi una riduzione nell'assorbimento di calore di quest'ultimo.

Un altro dei vantaggi del funzionamento a pressione variabile è che le più elevate temperature del vapore che si hanno a pressione variabile possono essere mantenute con condizioni di esercizio sui materiali del surriscaldatore meno gravose.

La riduzione della pressione di esercizio riduce la sollecitazione nei tubi del surriscaldatore ed aumenta le temperature ammissibili per materiali diversi ed allunga la vita nei tubi.

Nell'esercizio dell'impianto a pressione variabile con valvole di turbina aperte, la potenza della macchina risulta anche proporzionale alla potenza termica istantanea della caldaia.

Però le variazioni di carico procedono con maggior lentezza perché la caldaia deve essere portata a regime nel caso dell'aumento di carico prima che si possa ottenere un aumento di potenza.

Si ha infine una migliore distribuzione del flusso d'acqua e del vapore nelle tubazioni in quanto si verifica un aumento della portata volumetrica.

I vantaggi sul rendimento più notevoli si hanno nella turbina e nella pompa d'alimento.

Nella turbina le variazioni sul rendimento sono dovute a:

- diminuzione del rendimento del ciclo dovuta a maggiori perdite nel condensatore in quanto vi è una maggiore portata da condensare a parità di potenza;
- miglioramento del rendimento dovuto al fatto che l'incidenza delle perdite volumetriche rimane costante;
- miglioramento del rendimento in quanto la percentuale di potenza del 1° stadio della turbina rimane costante. Questo stadio ha un rendimento inferiore rispetto alla parte restante della turbina: nell'esercizio a

pressione costante esso darebbe una potenza maggiore ed un rendimento più basso rispetto agli altri stadi della turbina;

— il mantenimento della piena temperatura a pressione ridotta non peggiora l'umidità allo scarico.

La pompa d'alimento dovrà dare una prevalenza minore con una maggiore portata e, pur tenendo conto del rendimento del variatore idraulico di velocità, si ha un risparmio di potenza; il risparmio è ancora più sensibile, se si fosse adottato una turbina.

Infine anche la turbina è sottoposta ad un minor tormento termico e le manovre sono più semplici, in quanto basta regolare il combustibile.

#### 8. Conclusioni.

La presente relazione dà un quadro necessariamente generale sulle caratteristiche di progetto e di esercizio dei generatori in oggetto; in particolare le considerazioni d'esercizio non sono ancora confortate da dati sperimentali, in quanto uno degli impianti e precisamente quello di Chivasso entrerà in servizio solo nell'autunno dell'anno corrente.

A collaudo effettuato, sarà interessante confermare le considerazioni della presente soluzione coi dati sperimentali, mentre ora abbiamo dovuto riferirci a dati ricavati da impianti analoghi o da pubblicazioni su impianti simili.

Sergio Milano

#### BIBLIOGRAFIA

- RICARD J., *L'Equipement Thermique*, ed. Dunod.
- MICHEL R., *Gegenwärtiger Entwicklungsstand des BensonKessels - Energie*.
- DOLEZÄL W., *Durch lauf Kessel - Vulkan Verlag*.
- BALDO e BORGESE, *Alcuni problemi riguardanti il progetto di un impianto termoelettrico ipercritico - Termotecnica*.

## Sulla verifica a fessurazione delle travi precomprese

PIERO MARRO propone una semplificazione del metodo di verifica a fessurazione delle travi in c.a.p., attraverso approssimazioni che appaiono plausibili, tenuta presente l'usuale schematizzazione del fenomeno.

### 1) Premessa.

In una interessante memoria, presentata in occasione delle Giornate del Precompresso organizzate dall'A.N.I.C.A.P. a Venezia nell'ottobre del 1963, G. Macchi tratta il calcolo degli intervalli di fessurazione (e quindi anche delle aperture delle fessure) nelle travi in cemento armato precompresso (1). Il metodo ivi esposto si applica alle travi in c. a. ordinario, per le quali esso conduce alle classiche formule della teoria di Brice, e alle travi cosiddette « ad armatura mista » (che comportano simultaneamente una armatura ordinaria ed una armatura pretesa).

Per risolvere il problema l'Autore osserva che ad una distanza pari all'intervallo minimo  $\Delta l_{\min}$  fra le fessure la risultante d'aderenza  $\Sigma p\tau$  (sommatoria dei prodotti dei perimetri delle barre per i tassi di aderenza) eguaglia la risultante di compressione  $C$  agente nella sezione fessurata sotto l'azione del momento di fessurazione, diminuita del valore della precompressione  $N$ .

A completamento dello studio la memoria riporta, per il caso della sezione rettangolare, l'equazione di terzo grado che determina la posizione dell'asse di separazione e quindi anche il valore della risultante  $C$  che interviene nel calcolo dell'intervallo di fessurazione.

Il metodo riconduce lo studio della fessurazione delle travi precomprese nell'ambito della classica teoria della fessurazione del cemento armato di cui il nuovo procedimento di calcolo conserva pertanto il pregio della semplicità concettuale e, al tempo stesso, il difetto della incertezza dei risultati, avuto riguardo al carattere aleatorio dei fenomeni di fessurazione. Chi si accinga ad applicarlo correntemente si accorge tuttavia assai presto che il metodo comporta, in sede pratica, inconvenienti non lievi.

(1) G. MACCHI, *Relazione sul tema a): « Fessurazione delle strutture precomprese e parzialmente precomprese »*.

In primo luogo si constata che la valutazione dei termini che figurano nelle formule è alquanto laboriosa; ciò può sembrare non del tutto giustificato, tenuto presente che le verifiche a fessurazione rispecchiano sempre in modo relativamente sommario la realtà fisica. Inoltre lo stesso procedimento analitico reca con sé l'intervento quasi inevitabile di ulteriori imprecisioni che rischiano di sminuire ancora il valore pratico dei risultati.

Per questo insieme di motivi, ci è sembrato non inutile ritornare in argomento per accertare se, mediante l'introduzione di approssimazioni compatibili con la schematizzazione, fosse possibile snellire l'applicazione del procedimento.

### 2) Espressione dell'intervallo minimo fra le fessure.

Nella memoria citata viene assunta, per l'intervallo minimo fra le fessure in una trave precompressa, la seguente espressione:

$$1) \quad \Delta l_{\min} = \frac{C - N}{\Sigma p\tau}$$

nella quale:

$C$  = risultante di compressione nella sezione fessurata;

$N$  = sforzo di precompressione;  $\Sigma p\tau$  = sommatoria dei prodotti dei perimetri delle barre per i tassi d'aderenza.

Circa le difficoltà pratiche cui dà luogo l'applicazione della (1), si può rilevare:

I) la valutazione del termine  $C$  richiede la determinazione dell'asse di separazione. Questo comporta la risoluzione di un'equazione di terzo grado nel caso delle sezioni rettangolari o di forma semplice, la applicazione del metodo grafico nel caso di sezioni più complesse. In entrambi i casi si tratta di operazioni sproporzionate ad un aspetto singolo della verifica; inoltre, nel secondo caso, i risultati di tali calcoli sono per loro natura imprecisi, per cui si giunge a determinare il valore di  $C$  con

una approssimazione in genere non molto spinta;

II) i due termini a numeratore della (1) sono generalmente dello stesso ordine di grandezza, sicché per quanto già precedentemente osservato circa la determinazione di  $C$ , la differenza  $C - N$  può risultare affetta da sensibili errori.

III) Il calcolo del termine a denominatore è reso incerto dalla mancanza di dati precisi sui valori dell'aderenza dei vari tipi di armatura.

Tralasciando quest'ultimo punto, che riguarda esclusivamente l'aspetto sperimentale del problema, ci proponiamo ora di mostrare che le due prime difficoltà possono essere superate in modo abbastanza semplice mediante l'adozione di opportuni accorgimenti di calcolo. Tali accorgimenti comporteranno necessariamente l'introduzione di alcune approssimazioni. Ma a nostro avviso l'esistenza di incertezze di carattere inevitabile nella valutazione del denominatore dell'espressione (1) costituisce la miglior giustificazione della semplificazione che intendiamo proporre.

### 3) Calcolo della differenza $C - N$ .

#### 3.1. Trasformazione dell'espressione $C - N$ .

Con riferimento alla figura 1, supposti noti lo sforzo di precompressione totale  $N$  applicato in corrispondenza del baricentro  $B$  delle armature di precompressione e il momento flettente di fessurazione  $M_f$ , la sezione può ritenersi cimentata dallo sforzo  $N$  nel punto  $O$ , situato alla distanza

$$d = \frac{M_f}{N}$$

dal baricentro della sezione metallica.

Notoriamente l'asse di separazione resta allora individuato dall'ordinata

$$2) \quad y_1 = \frac{I_1}{S_1}$$

rapporto tra il momento di inerzia  $I_1$  e il momento statico  $S_1$  della

sezione reagente rispetto all'asse di separazione stesso.

L'equilibrio della rotazione corrispondente alla sezione parzializzata può scriversi nella forma:

$$3) \quad M = Ny_1 = M_b + M_a$$

essendo

$$M_b = k \int_{A_b} y^2 dA$$

$$M_a = knA_f(h - \bar{y})^2$$

ovvero introducendo due momenti di inerzia parziali

$$\int_{A_b} y^2 dA = I_b; \quad nA_f(h - \bar{y})^2 = I_a$$

e posto

$$I_b + I_a = I_1$$

si ottiene

$$4) \quad M = k(I_b + I_a) = k I_1$$

Tenute presenti le relazioni precedenti risulta peraltro

$$\frac{M_a}{M_a + M_b} = \frac{I_a}{I_1}$$

e quindi

$$5) \quad M_a + M_b = M_a \frac{I_1}{I_a}$$

Quest'ultima associata alla (3) porge:

$$6) \quad M_a = Ny_1 \frac{I_a}{I_1};$$

d'altra parte, per l'equilibrio alla traslazione, lo sforzo di trazione nelle armature vale la differenza  $C - N$ , sicché può anche scriversi:

$$7) \quad M_a = (C - N)(h - \bar{y})$$

Eguagliando i secondi membri delle (6) e (7) otteniamo

$$8) \quad Ny_1 \frac{I_a}{I_1} = (C - N)(h - \bar{y});$$

rendendo espliciti i momenti di

inerzia, e riducendo, avremo in definitiva:

$$9) \quad C - N = \frac{NnA_f(h - \bar{y})}{S_1} = Nn \frac{S_a}{S_1}$$

il termine  $C - N$  risulta così uguale al prodotto dello sforzo di precompressione  $N$  per il rapporto tra il momento statico  $n S_a$  dell'armatura omogeneizzata e il momento statico  $S_1 = n S_a + S_b$  della intera sezione reagente, ambedue calcolati rispetto all'asse di separazione.

### 3.2. Determinazione dell'asse di separazione.

Per effettuare la determinazione di  $y_1$  proponiamo qui due metodi: il primo comporta due gradi di approssimazione, il secondo uno solo.

#### 3.2.1. Primo metodo.

##### 3.2.1.1. Primo grado di approssimazione.

Nella determinazione grafica dell'asse di separazione (fig. 1), assunte le scale  $\alpha = 1$  e  $\beta$  rispettivamente per le lunghezze e per le aree, e la distanza polare  $H$ , si ritenga l'area triangolare  $FGE$  equivalente alla somma delle aree  $DGE$  (tratto  $DE$  percorso lungo il poligono funicolare) e del triangolo  $DEF$ . Ciò significa computare due volte l'area compresa fra il poligono funicolare e la corda  $DE$ .

Con ciò potremo scrivere:

$$10) \quad I_1 = 2H\beta [DGE + FDE]$$

$$11) \quad S_1 = \overline{FE} \cdot H \cdot \beta;$$

e quindi con le notazioni della figura:

$$12) \quad y_1 = h_1 + e_1 = \frac{I_1}{S_1} = \frac{2H\beta [DGE + FDE]}{\overline{FE} \cdot H \cdot \beta}$$

Il prodotto  $\overline{FE} \cdot H \cdot \beta$  esprime anche la somma dei momenti statici rispetto all'asse di separazione della sezione reagente  $A_0$  corrispondente al caso della flessione semplice, e della porzione di sezione compresa fra l'asse neutro di flessione pura e l'asse di separazione: pertanto avremo pure:

$$13) \quad S_1 = \overline{FE} \cdot H \cdot \beta = A_0 h_1 + \frac{bh_1^2}{2}$$

Inoltre, con l'ipotesi fatta all'inizio e con riferimento alla figura, possiamo esprimere il momento di inerzia totale  $I_1$  della sezione resistente parzializzata (che è proporzionale al doppio dell'area del triangolo  $FEG$ ) come somma del momento di inerzia  $I_0$  della sezione inflessa (proporzionale al doppio dell'area  $DGE$ ) e del prodotto  $S_1 h_1$  che è proporzionale al doppio dell'area  $FDE$ , cioè:

$$14) \quad I_1 = I_0 + S_1 h_1$$

La (12) diventa allora

$$h_1 + e_1 = \frac{I_0 + S_1 h_1}{S_1}$$

e riducendo

$$15) \quad e_1 = \frac{I_0}{S_1};$$

tenute presente la (11) e la (13) si ha poi:

$$16) \quad e_1 = \frac{I_0}{A_0 h_1 + \frac{bh_1^2}{2}}$$

da cui risolvendo:

$$17) \quad h_1 = \frac{A_0}{b} \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{2I_0 b}{e_1 A_0^2}} \right)$$

e infine per la (12)

$$18) \quad y_1 = e_1 + h_1 = e_1 + \frac{A_0}{b} \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{2I_0 b}{e_1 A_0^2}} \right)$$

Questa determinazione risente, ovviamente, della approssimazione introdotta.

In effetti la (10) o la sua equivalente

$$19) \quad I_1 = I_0 + A_0 h_1^2 + \frac{bh_1^3}{2}$$

impiegata in luogo dell'espressione esatta

$$20) \quad I_1 = I_0 + A_0 h_1^2 + \frac{bh_1^3}{3}$$

implica un errore in eccesso pari a  $\frac{bh_1^3}{6}$ .

Consequentemente, come si scorge dalla

$$S_1 = \frac{I_0 - \frac{bh_1^3}{6}}{e_1}$$

che si otterrebbe correggendo la (16), risulta sopravvalutato  $S_1$ .

Inoltre, poiché la (17) discende dalla (15) attraverso la (16), essendo  $S_1$  funzione diretta di  $h_1$ , risulta valutato in eccesso anche  $h_1$ , e di conseguenza sottovalutato il momento statico

$$S_a = A_f(h - \bar{y}_0 - h_1).$$

I due errori, messi in rapporto, concorrono a determinare un risultato approssimativo in difetto per la differenza  $C - N$ .

#### 3.2.1.2. Secondo grado di approssimazione.

Tenendo presente la (20), intendendo con  $S_1$  il valore esatto, e posta la (12) nella forma:

$$21) \quad y_1 = h_1 + e_1 = \frac{I_1}{S_1} = \frac{I_0 + A_0 h_1^2 + \frac{bh_1^3}{3}}{S_1} = \frac{I_0 + S_1 h_1 - \frac{bh_1^3}{6}}{S_1}$$

con ovvie semplificazioni si trae:

$$22) \quad e_1 = \frac{I_0}{S_1} - \frac{bh_1^3}{6S_1}$$

da cui rendendo esplicito  $S_1$  mediante la (13) e ordinando si ottiene:

$$h_1^3 + 3h_1^2 e_1 + 6e_1 \frac{A_0}{b} h_1 = \frac{6I_0}{b};$$

il problema si ripropone così con una equazione di terzo grado.

Se si sopprime il termine  $h_1^3$ , si ricade nella (16), cioè nella prima approssimazione.

Nella figura 2 sono riportate la cubica e la quadratica del primo membro, nonché la retta di ordinata costante del secondo membro. La seconda approssimazione è espressa dall'ascissa del punto  $D$ , individuato dall'intersezione della tangente in  $A$  con la orizzontale condotta per  $C$  essendo  $\overline{AC} = \overline{AB}$ .

Per ottenerla analiticamente calcoleremo dapprima  $h_1$  mediante la (17); valutato poi il termine  $h_1^3$  soddisfacente la condizione  $\overline{AB} = \overline{AC}$ , si determina la correzione

$$23) \quad \Delta h_1 = \frac{h_1^3}{\text{tg} \alpha}$$

in cui  $\text{tg} \alpha = 6e_1 \left( h_1 + \frac{A_0}{b} \right)$  è ottenuto derivando l'espressione quadratica.

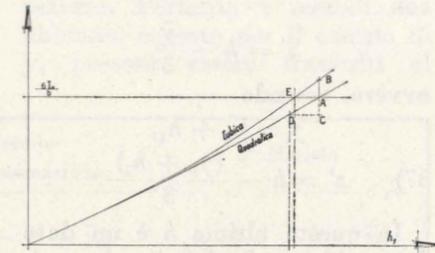


Fig. 2.

La seconda approssimazione

$$24) \quad \bar{h}_1 = h_1 - \Delta h_1$$

fornisce  $h_1$  in lieve difetto sul valore vero, come appare chiaramente da considerazioni grafiche. Utilizzando pertanto l'espressione

$$S_a = A_f(h - \bar{y}_0 - \bar{h}_1)$$

e quella risultante della (22)

$$S_1 = \frac{I_0 - \frac{bh_1^3}{6}}{e_1}$$

si ottiene dalla (9) la differenza  $C - N$  sostanzialmente corretta, e in ogni caso in lievissimo eccesso perché numeratore e denominatore sono entrambi lievemente sopravvalutati.

#### 3.2.2. Secondo metodo.

In alternativa alla (17) e (24) è possibile determinare  $h_1$  per altra via forse più semplice.

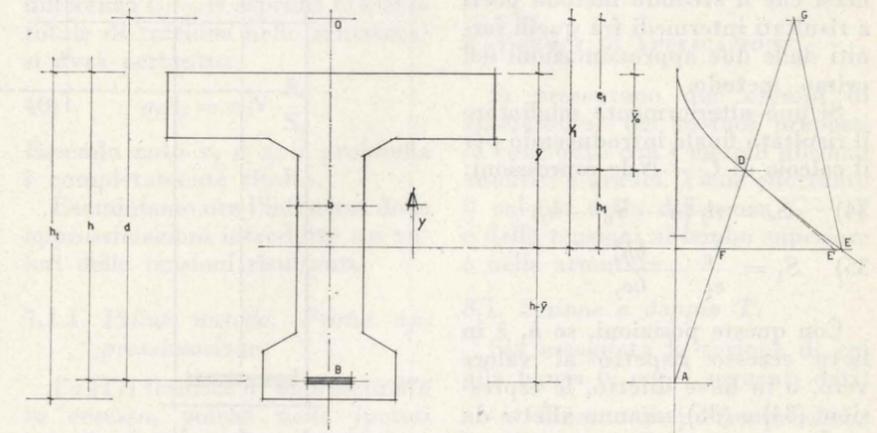


Fig. 3.

Con riferimento alla figura 3, nella quale il punto  $E'$  è determinato dall'intersezione della tangente al poligono funicolare in  $D$  con l'asse di separazione, si può definire una distanza  $e_2 > e_1$  tale da soddisfare ancora la (15), ponendo cioè:

$$25) \quad I_0 = e_1 \overline{FEH} \beta = e_2 \overline{FE'H} \beta$$

donde:

$$26) \quad e_2 = e_1 \frac{\overline{FE}}{\overline{FE'}}$$

Ricordando le espressioni:

$$\overline{FE'H} \beta = A_0 h_1$$

$$\overline{FEH} \beta = A_0 h_1 + \frac{bh_1^2}{2}$$

potremo ancora scrivere:

$$27) \quad e_2 = e_1 \frac{A_0 h_1 + \frac{bh_1^2}{2}}{A_0 h_1} = e_1 \left( 1 + \frac{bh_1}{2A_0} \right) = e_1 w$$

avendo posto

$$28) \quad w = 1 + \frac{bh_1}{2A_0}$$

Vediamo ora come queste espressioni possono essere utilizzate per una valutazione approssimata di  $h_1$ .

Supponiamo dapprima, con grossolana approssimazione, di trascurare nella (13) il termine  $bh_1^2/2$ ; ciò equivale ad assimilare nella rappresentazione grafica il segmento  $FE$  al segmento  $FE'$ . In questa ipotesi risulta  $e_2 = e_1$ , e la (25) per un valore  $h_1'$  di  $h_1$ , grossolanamente approssimato, porge semplicemente:

$$I_0 = e_1 A_0 h_1'$$

da cui

$$29) \quad h_1' = \frac{I_0}{e_1 A_0}$$

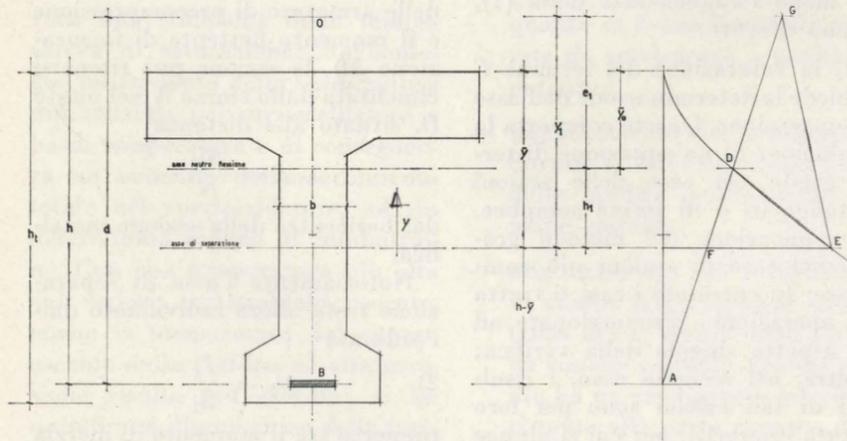


Fig. 1.

Tale valore, per quanto detto prima circa il rapporto  $e_1/e_2$ , risulta in eccesso, perché il denominatore della (29) è sottovalutato.

Peraltro, introducendo nella (28) il valore  $h'_1$  dato dalla (29) troviamo

$$30) \quad w = 1 + \frac{bh'_1}{2A_0};$$

il risultato è in leggero eccesso, per quanto precedentemente detto riguardo ad  $h'_1$ ; però la maggiorazione influisce ben poco su  $w$  data la struttura dell'espressione.

Assumendo pertanto valido il  $w$  della (30), calcoliamo  $e_2$  mediante la (27); quindi riscriviamo la (25):

$$31) \quad I_0 = e_2 A_0 h_1 = e_1 w A_0 h_1$$

e otteniamo

$$32) \quad h_1 = \frac{I_0}{A_0 e_1 w}$$

e infine

$$33) \quad y_1 = e_1 + h_1 = e_1 + \frac{I_0}{A_0 e_1 w}$$

La (33) permette di calcolare la posizione dell'asse di separazione in funzione delle caratteristiche della sezione inflessa parzializzata in modo ancor più semplice della (18).

L'espressione di  $h_1$ , data dalla (32), è approssimata in quanto:

a) la (15), dalla quale discende la (32), comporta le approssimazioni già rilevate a proposito del primo metodo, prima approssimazione. In conseguenza di ciò  $h_1$  risulta sopravvalutato;

b) il termine correttivo  $w$ , posto a denominatore, è leggermente sopravvalutato.

L'espressione di  $h_1$  è dunque affetta da due errori che tendono a compensarsi, sicché deve ritenersi che il secondo metodo porti a risultati intermedi fra quelli forniti dalle due approssimazioni del primo metodo.

Si può ulteriormente migliorare il risultato finale introducendo per il calcolo di  $C - N$  le espressioni:

$$34) \quad S_a = A_f (h - \bar{y}_0 - h_1)$$

$$35) \quad S_1 = \frac{I_0}{e_1} - \frac{bh_1^3}{6e_1}$$

Con queste posizioni, se  $h_1$  è in lieve eccesso rispetto al valore vero, o in lieve difetto, le espressioni (34) e (35) saranno affette da un lieve errore dello stesso segno.

Pertanto il loro rapporto, che compare nella espressione (9), risulta sensibilmente prossimo al valore esatto.

#### 4. CASO DELLA SEZIONE RETTANGOLARE.

Con riferimento alla figura 4 scriviamo:

$$36) \quad C = \frac{M_f}{z'}$$

con

$$z' = h - \frac{\bar{y}}{3}$$

ovvero, essendo

$$\bar{y} = \bar{y}_0 + h_1,$$

$$37) \quad z' = h - \frac{(y_0 + h_1)}{3}$$

In questa ultima  $h$  è un dato del problema,  $\bar{y}_0$  definisce la posizione dell'asse neutro ed è facilmente calcolabile;  $h_1$  può essere determinato con la (17) o con la (32). Non è il caso di ricorrere alla (24), più precisa, in quanto la distanza  $h_1$  nella (37) compare divisa per 3.

Ricorrendo alla (17) il braccio di leva della coppia interna risulta

$$38) \quad z' = h - \frac{\bar{y}_0}{3} - \frac{A_0}{3b} \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{2I_0 b}{e_1 A_0^2}} \right)$$

Se invece si ricorre alla (32) si ha:

$$39) \quad z' = h - \frac{\bar{y}_0}{3} - \frac{I_0}{3A_0 e_1 w}$$

nella quale  $w$  è dato dalla (30) con ausilio della (29).

I valori di  $z'$  dati dalla (38) e dalla (39) risultano in lieve difetto poiché in entrambi i casi  $h_1$  è sopravvalutato. Di conseguenza la (36) porge un valore di  $C$  leggermente sopravvalutato. Risulterà pertanto in lieve eccesso la differenza  $C - N$ .

#### 5. CARATTERISTICHE DELLA SEZIONE PARZIALIZZATA SOGGETTA A FLESSIONE SEMPLICE.

Nel caso di sezioni rettangolari i manuali pongono la posizione dell'asse neutro, nota la quale la valutazione di  $A_0$  e  $I_0$  è cosa immediata.

Quando non soccorrono i manuali, trattandosi di sezioni a T e doppio T, occorrerà preventivamente determinare l'asse neutro con la nota equazione di secondo grado, e quindi procedere al calcolo di  $A_0$ .

Per valutare il momento di inerzia  $I_0$  può essere vantaggioso il seguente metodo approssimato.

Con riferimento alla figura 5, essendo la sezione sollecitata da un momento  $M$ , si avrà nell'armatura

$$\sigma_f = \frac{M (h - \bar{y}_0) n}{I_0} = \frac{M}{z A_f}$$

da cui, semplificando risulta

$$I_0 = z A_f (h - \bar{y}_0) n$$

Se è stato preventivamente calcolato  $\bar{y}_0$  sarà facile determinare in modo approssimato, ma senza grave errore, il valore del braccio di leva  $z$  e quindi il valore  $I_0$ .

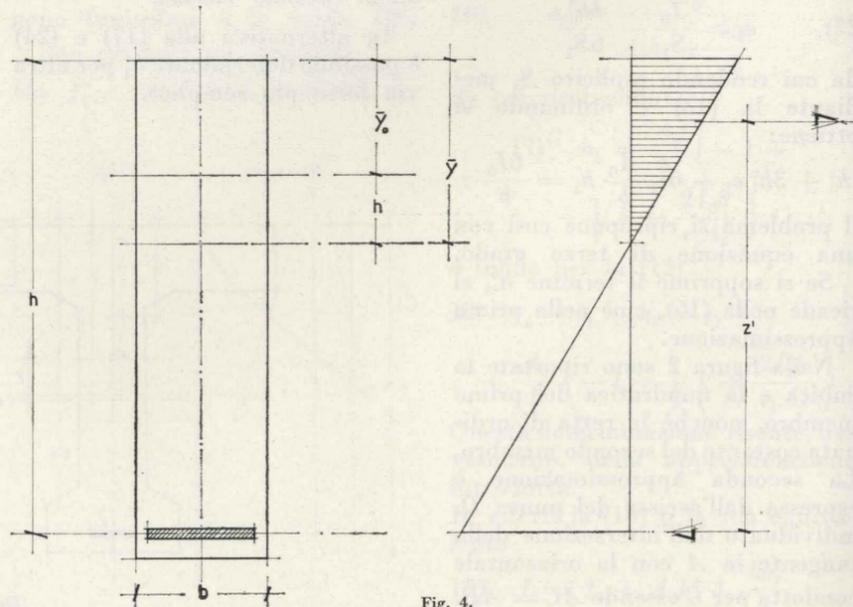


Fig. 4.

#### 6. RIASSUNTO DELLE ESPRESSIONI UTILI PER LA SOLUZIONE DEL PROBLEMA PROPOSTO.

Nei prospetti seguenti sono riportate le espressioni attinenti alle soluzioni proposte per il problema in esame.

##### 6.1 Sezione generica con asse di simmetria verticale.

Relazione fondamentale:

$$C - N = nN \frac{S_a}{S_1}$$

1° Metodo 1ª Approssimazione	1° Metodo 2ª Approssimazione	2° Metodo
$e_1 = d - h + \bar{y}_0$ $y_1 = e_1 + h_1$	$e_1 = d - h + \bar{y}_0$ $y_1 = e_1 + \bar{h}_1$	$e_1 = d - h + \bar{y}_0$ $y_1 = e_1 + h_1$
	$\bar{h}_1 = h_1 - \Delta h_1$	$h'_1 = \frac{I_0}{e_1 A_0}$ $w = 1 + \frac{bh'_1}{2A_0}$
$h_1 = \frac{A_0}{b} \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{2I_0 b}{e_1 A_0^2}} \right)$	$h_1 = \frac{A_0}{b} \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{2I_0 b}{A_0 e_0^2}} \right)$	$h_1 = \frac{I_0}{A_0 e_1 w}$
	$\Delta h_1 = \frac{h_1^3}{6e_1 \left( h_1 + \frac{A_0}{b} \right)}$	
$S_a = A_f (h - \bar{y}_0 - h_1)$	$S_a = A_f (h - \bar{y}_0 - \bar{h}_1)$	$S_a = A_f (h - y_0 - h_1)$
$S_1 = \frac{I_0}{e_1}$	$S_1 = \frac{I_0}{e_1} - \frac{bh_1^3}{6e_1}$	$S_1 = \frac{I_0}{e_1} - \frac{bh_1^3}{6e_1}$

##### 6.2. Sezione rettangolare.

Relazione fondamentale:

$$C = \frac{M_f}{z'}$$

1° Metodo
$z' = h - \frac{\bar{y}_0}{3} - \frac{A_0}{3b} \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{2I_0 b}{e_1 A_0^2}} \right)$
2° Metodo
$z' = h - \frac{\bar{y}_0}{3} - \frac{I_0}{3A_0 e_1 w}$

#### 7. ESTENSIONE DEL METODO AL PROBLEMA DELLA PRESSOFLESSIONE PER SEZIONI DI CALCESTRUZZO ARMATO ORDINARIO.

##### 7.1. Sezione generica con asse di simmetria.

Il problema della pressoflessione nel calcestruzzo armato impone la determinazione dell'asse di separazione  $y_1$  in funzione della posizione della risultante  $N$  che sollecita la sezione. Pertanto i metodi che abbiamo esposto per il calcolo di  $y_1$  possono essere trasferiti al

conseguentemente si ottiene l'asse di separazione più basso e il diagramma delle tensioni meno inclinato. In definitiva la compressione massima risulta poco diversa dal valore reale in quanto le due approssimazioni tendono a compensarsi al lembo superiore; la tensione nell'acciaio risulta invece sottovalutata per effetto concomitante delle due approssimazioni

##### 7.1.2. Primo metodo - seconda approssimazione.

Le migliori approssimazioni introdotte conducono a risultati praticamente coincidenti con i valori esatti. In ogni caso l'approssimazione che si consegue è superiore a quella che si può sperare di ottenere con la soluzione grafica.

##### 7.1.3. Secondo metodo.

La formula (32) fornisce  $h_1$  in lieve eccesso. La tensione nelle armature calcolata mediante la (40) con l'espressione esatta di  $S_1$  risulta molto vicina al valore reale. Determinando poi la compressione al lembo superiore per proporzionalità, in base alla tensione nell'armatura, risulta un valore in lieve eccesso; in ogni caso il risultato è in favore della sicurezza.

##### 7.2. Caso della sezione rettangolare.

La (36) fornisce, con l'ausilio della (17) e della (32), il valore di  $C$ ; quindi risulta noto  $C - N$ ; donde la tensione nell'armatura  $e$ , per proporzionalità, al lembo compresso.

Se si calcola  $h_1$  con la (17),  $\sigma_f$  e  $\sigma_c$  risultano in lieve eccesso; se si procede con la (32) i risultati possono essere in lieve difetto o in lieve eccesso, in quanto affetti da due errori di segno opposto.

#### 8. ESEMPI DI APPLICAZIONE.

Si presentano due esempi di applicazione dei metodi proposti in confronto con i metodi normali analitici e grafici. Viene effettuato il calcolo della differenza  $C - N$  e delle tensioni al lembo superiore e nelle armature.

##### 8.1. Sezione a doppio T.

Sia assegnata la sezione di cui alla figura 6, con i seguenti dati:

— Sforzo di precompressione  $N = 200$  t;

nuovo problema senza limitazioni. Inoltre si potrà completare lo studio della pressoflessione mediante la (9), osservando che la differenza  $C - N$  esprime lo sforzo totale di trazione nelle armature; si avrà pertanto:

$$40) \quad \sigma_f A_f = nN \frac{S_a}{S_1}$$

Essendo noto  $y_1$  e  $\sigma_f$  il problema è completamente risolto.

Esaminiamo ora l'influenza delle approssimazioni introdotte sui valori delle tensioni risultanti.

##### 7.1.1. Primo metodo. Prima approssimazione.

La (17) fornisce  $h_1$  approssimato in eccesso, poiché nella ipotesi iniziale  $I_0$  è stato sopravvalutato;

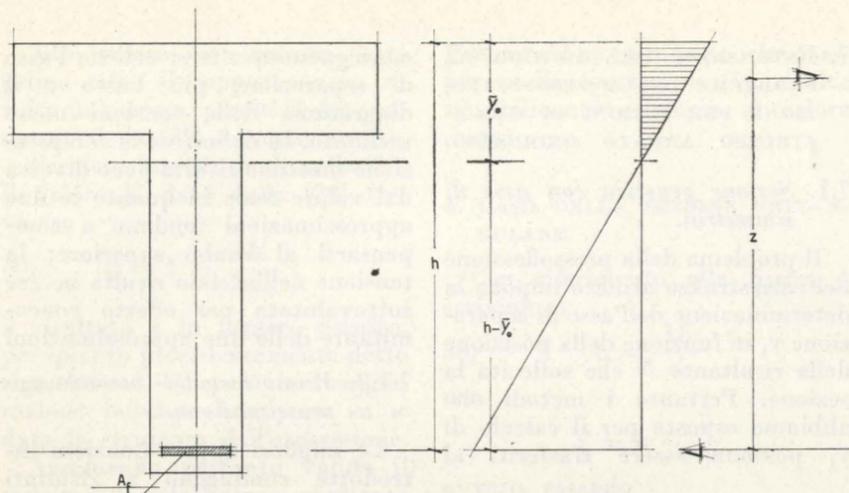


Fig. 5.

— Momento di fessurazione  
 $M_f = 172 \text{ tm}$ ;

— Armatura pretesa e addizionale =  $A_p + A_a = 47,6 \text{ cm}^2$ ;

— Rapporto dei moduli elastici = 6.

### 8.1.1. Soluzione analitica rigorosa.

Il problema si risolve come una pressoflessione nel cemento armato tradizionale, essendo assegnato lo sforzo  $N$  applicato nel punto dell'asse di simmetria distante  $M_f/N = 172/200 = 0,86 \text{ m}$  dal baricentro delle armature.

Si scrive la relazione fondamentale:

$$y_1 = \frac{I_1}{S_1};$$

rendendo esplicito lo sviluppo dei termini con riferimento  $y$  a partire dall'asse di separazione, e introducendo i dati numerici del problema si ottiene la relazione:

$y^3 - 12y^2 + 10300y - 709000 = 0$   
 che è soddisfatta per  $y = 56 \text{ cm}$ .  
 L'area della sezione reagente omogeneizzata risulta di  $3005 \text{ cm}^2$ , con baricentro di ordinata  $y = 31,7 \text{ cm}$ .

Si ha al baricentro:

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{200.000}{3005} = 66,6 \text{ Kg/cm}^2;$$

al lembo superiore:

$$\sigma = 66,6 \times \frac{56}{31,7} = 117 \text{ Kg/cm}^2;$$

e, infine, al livello di connessione costola-ala:

$$\sigma = 117 \times \frac{36}{56} = 75,5 \text{ Kg/cm}^2.$$

La risultante di compressione  $C$  vale:

$$\frac{1}{2} (117 + 75,5) \times 2000 + \frac{75,5}{2} \times 20 \times 36 = 219800 \text{ Kg}$$

e quindi risulta:

$$C - N = 19.800 \text{ Kg.}$$

Nel caso di pressoflessione la tensione nell'armatura sarebbe:

$$\sigma_f = \frac{C - N}{A_f} = \frac{19800}{47,6} = 415 \text{ Kg/cm}^2.$$

### 8.1.2. Soluzione grafica (fig. 6).

La costruzione determina la distanza fra centro e asse:  $y_1 = 53 \text{ cm}$  ed il baricentro della sezione reagente.

La compressione media vale:  
 $\sigma = \frac{N}{A} = \frac{200.000}{3025} = 66 \text{ Kg/cm}^2$ ;

quella massima, dedotta per proporzionalità è di  $116 \text{ Kg/cm}^2$ .

La risultante  $C$  vale:

$$\frac{(116 + 75)}{2} \times 2000 + 20 \times 37 \times \frac{75}{2} = 218.600 \text{ Kg}$$

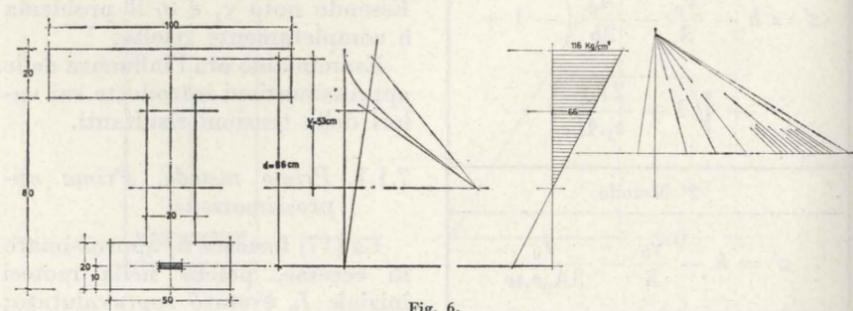


Fig. 6.

Ne segue:

$$C - N = 218.600 - 200.000 = 18.600 \text{ Kg}$$

Nel caso di pressoflessione, nell'armatura, sarebbe:

$$\sigma_f = \frac{18.600}{47,6} = 390 \text{ Kg/cm}^2$$

### 8.1.3. Determinazione di $C - N$ con i metodi approssimati.

#### 8.1.3.1. Primo Metodo. 1ª approssimazione.

L'asse neutro viene determinato con l'equazione:

$$\frac{100}{2} y_0^2 = 6 \times 47,5 (90 - y_0);$$

La relazione è soddisfatta per  $\bar{y}_0 = 20 \text{ cm}$ .

In base a  $\bar{y}_0$  determiniamo  $\bar{A}_0$ :

$$A_0 = 20 \times 100 + 6 \times 47,6 = 2285 \text{ cm}^2;$$

e parimenti calcoliamo il momento di inerzia  $I_0$ :

$$I_0 = \frac{100}{3} \times 20^3 + 285 \times 70^2 = 1.666.000 \text{ cm}^4.$$

Per l'applicazione del metodo si calcola ora  $e_1$ :

$$e_1 = d - h + \bar{y}_0 = 86 - 90 + 20 = 16 \text{ cm};$$

ne segue la determinazione di  $h_1$  mediante la (17):

$$h_1 = \frac{2285}{20} \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{2 \times 1.666.000 \times 20}{16 \times 2285^2}} \right) = 39 \text{ cm.}$$

I momenti statici da introdurre nella (9) risultano:

$$S_a = 47,6 (90 - 20 - 39) = 1470 \text{ cm}^3$$

$$S_1 = \frac{1.666.000}{16} = 104.000 \text{ cm}^3;$$

sarà pertanto per la (9):

$$C - N = nN \frac{S_a}{S_1} = 6 \times 200.000 \times \frac{1470}{104.000} = 17.000 \text{ Kg.}$$

Nel caso di pressoflessione si ottengono le tensioni nell'armatura:

$$\sigma_f = \frac{17000}{47,6} = 360 \text{ Kg/cm}^2;$$

e al lembo compresso:

$$\sigma = \frac{360}{6} \times \frac{59}{31} = 114 \text{ Kg/cm}^2.$$

#### 8.1.3.2. Primo metodo. 2ª approssimazione.

Al valore  $h_1 = 39$  apportiamo la correzione:

$$\Delta h_1 = \frac{39^3}{16 \times 16 \left( 39 + \frac{2285}{20} \right)} = 4 \text{ cm.}$$

Sarà allora:

$$\bar{h}_1 = 39 - 4 = 35 \text{ cm.}$$

I momenti statici, secondo le espressioni proposte, risultano:

$$S_a = 47,6 \times (90 - 20 - 35) = 16.700 \text{ cm}^3$$

$$S_1 = \frac{1.666.000}{16} - \frac{20 \times 35^3}{6 \times 16} = 94.800 \text{ cm}^3;$$

ne segue:

$$C - N = 6 \times 200.000 \times \frac{16700}{94800} = 21000 \text{ Kg.}$$

Nel caso di pressoflessione si hanno le tensioni:

nelle armature:

$$\sigma_f = \frac{21000}{47,6} = 440 \text{ Kg/cm}^2$$

al lembo compresso:

$$\sigma_c = \frac{440}{6} \times \frac{55}{35} = 115 \text{ Kg/cm}^2$$

#### 8.1.3.3. Secondo metodo.

Valutati preventivamente:

$$h'_1 = \frac{I_0}{A_0 e_1} = 45,5 \text{ cm}$$

$$w = 1 + \frac{20 \times 45,5}{2 \times 2285} = 1,20$$

si ottiene:

$$h_1 = \frac{45,5}{1,20} = 38 \text{ cm,}$$

donde i momenti statici:

$$S_a = 47,6 (90 - 20 - 38) = 15.200 \text{ cm}^3$$

$$S_1 = \frac{1.666.000}{16} - \frac{20 \times 38^3}{6 \times 16} = 92.600 \text{ cm}^3;$$

pertanto risulta:

$$C - N = 6 \times 200.000 \times \frac{15200}{92600} = 19.700 \text{ Kg.}$$

Nel caso di pressoflessione avremo le tensioni:

nelle armature:

$$\sigma_f = \frac{19700}{47,6} = 415 \text{ Kg/cm}^2;$$

al lembo compresso:

$$\sigma_c = \frac{415}{6} \times \frac{58}{42} = 124 \text{ Kg/cm}^2.$$

### 8.2. Sezione rettangolare.

Caratteristiche della sezione e delle sollecitazioni:

$$b = 20 \text{ cm}$$

$$h_t = 50 \text{ cm}$$

$$h = 45 \text{ cm}$$

$$A_p = 2 \text{ cm}^2$$

$$A_a = 4,5 \text{ cm}^2$$

$$A_p + A_a = 6,5 \text{ cm}^2$$

$$M_f = 8.500 \text{ Kgm}$$

$$N = 18.160 \text{ Kg}$$

$$n = 6$$

#### 8.2.1. Soluzione analitica rigorosa.

L'equazione di terzo grado determinatrice dell'asse di separazione è soddisfatta per  $\bar{y} = 21,7 \text{ cm}$ .

La compressione al lembo superiore vale:

$$\sigma_c = \frac{2M}{b\bar{y} \left( h - \frac{\bar{y}}{3} \right)} = \frac{2 \times 850.000}{20 \times 21,7 \left( 45 - \frac{21,7}{3} \right)} = 104 \text{ Kg/cm}^2;$$

conseguentemente sarà:

$$C = 104 \times \frac{20 \times 21,7}{2} = 22500 \text{ Kg,}$$

e quindi:

$$C - N = 22.500 - 18.160 = 4340 \text{ Kg};$$

nel caso di pressoflessione si avrebbe nell'armatura:

$$\sigma_f = \frac{4340}{6,5} = 666 \text{ Kg/cm}^2.$$

#### 8.2.2. Soluzioni col metodo approssimato.

La nota equazione determinatrice dell'asse neutro:

$$\frac{20}{2} y_0^3 = 6 \times 6,5 (45 - y_0)$$

è soddisfatta per  $\bar{y}_0 = 11,4 \text{ cm}$ . L'area reagente è di conseguenza espressa da:

$$A_0 = 20 \times 11,4 + 6 \times 6,5 = 267 \text{ cm}^2$$

il braccio di leva della coppia interna si scrive poi:

$$z = h - \frac{\bar{y}_0}{3} = 45 - 3,8 = 41,2 \text{ cm,}$$

donde il momento di inerzia:

$$I_0 = z A_f (h - \bar{y}_0) n = 41,2 \times 6,5 (45 - 11,4) \times 6 = 54.300 \text{ cm}^4.$$

Occorre inoltre calcolare:

$$d = \frac{850.000}{18.160} = 47 \text{ cm}$$

$$e_1 = d - h + \bar{y}_0 = 47 - 45 + 11,4 = 13,4 \text{ cm.}$$

Applicando la (38) infine si ottiene:

$$z' = 45 - \frac{11,4}{3} - \frac{267}{3 \times 20} \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{2 \times 54.300 \times 20}{13,4 \times 267^2}} \right) = 37,6 \text{ cm,}$$

e pertanto risulta:

$$C = \frac{850.000}{37,6} = 22.600 \text{ Kg}$$

e quindi:

$$C - N = 22.600 - 18.160 = 4440 \text{ Kg.}$$

In caso di pressoflessione risulterebbe nelle armature:

$$\sigma_f = \frac{4440}{6,5} = 680 \text{ Kg/cm}^2;$$

essendo poi  $h_1 = 10,8 \text{ cm}$ ;  $h_1 + \bar{y}_0 = 22,2 \text{ cm}$ , al bordo compresso risulterebbe:

$$\sigma_c = \frac{680}{6} \times \frac{22,2}{22,8} = 109 \text{ Kg/cm}^2.$$

Volendo applicare la (39), valutati preventivamente:

$$h'_1 = \frac{54.300}{13,3 \times 267} = 15,2 \text{ cm}$$

$$w = 1 + \frac{20 \times 15,2}{2 \times 267} = 1,55$$

$$h_1 = \frac{15,2}{1,55} = 10 \text{ cm}$$

si ottiene:

$$z' = 45 - \frac{11,4}{3} - \frac{10}{3} = 37,9 \text{ cm}$$

risulta pertanto:

$$C = \frac{850.000}{37,9} = 22.500 \text{ Kg}$$

$$C - N = 22.500 - 18.160 = 4340 \text{ Kg.}$$

In caso di pressoflessione risulterebbero le tensioni:

nelle armature:

$$\sigma_f = \frac{4330}{6,5} = 666 \text{ Kg/cm}^2$$

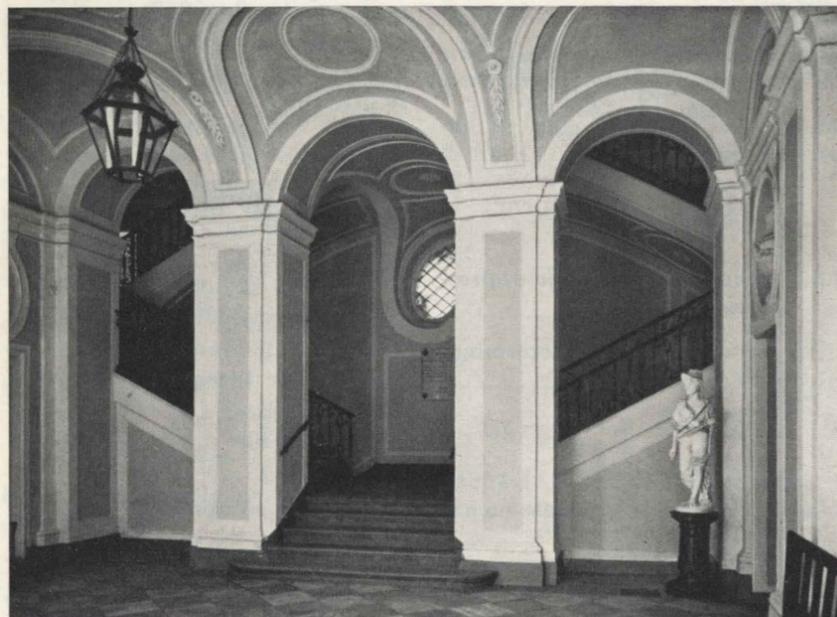
e al lembo compresso:

$$\sigma_c = \frac{666}{6} \times \frac{21,4}{23,6} = 100 \text{ Kg/cm}^2.$$

Piero Marro



Particolare dell'entrata. Circa metà del '700.



L'atrio e scala a doppia rampa.

## VILLA MARSENGO sede del Municipio di Rivoli

*AUGUSTO PEDRINI ci ha riservato un'altra villa non compresa nel suo pregevole lavoro (ed. Dagnino 1965). Si tratta di una villa settecentesca nei pressi di Rivoli: villa Marsengo, ora sede municipale.*

È stata costruita verso la metà del '700 da un architetto che conosceva l'arte del Juvarra. Mancano notizie sino al 1787, anno nel quale risulta proprietario il Conte Cane d'Ussolo, consigliere di Stato. Questo casato si estinse in figlie, una sposò il Marchese di Moncrivello portando in dote la villa e le terre annesse. È verso questa epoca che gli ambienti subirono una quasi radicale trasformazione dal loro stile barocco a quello neo-classico tranne una parte della facciata. Questo Marchese la vendette al Conte Avogadro di Collobiano, poi al Marchese Vivalda di Castellino che poco dopo la cedette al signor Francesco Marsengo. Nel 1922 la acquistò l'Istituto Provinciale per l'infanzia. Ultimamente e cioè nel 1963 passò in vendita al Municipio di Rivoli che qui avrà presto una nuova sede, elegante e spaziosa contornata da un magnifico parco per il pubblico.

Storici e tradizione assicurano che questa villa sia stata eseguita coll'intervento del Juvarra. Questa asserzione si ripete per innumerevoli edifici del Piemonte, senza comprovati documenti.

Occorre andare cauti, tutta la sua produzione è nota anche attraverso scritti degli allievi. Questa fronte può avere dei motivi ispirati dalle opere del Maestro, ma dopo un attento esame vi si trovano degli elementi disparati messi insieme.

Augusto Pedrini

### BIBLIOGRAFIA

LUIGI ANTONIELLI, *Cenni storici rivolesi*, 1917.

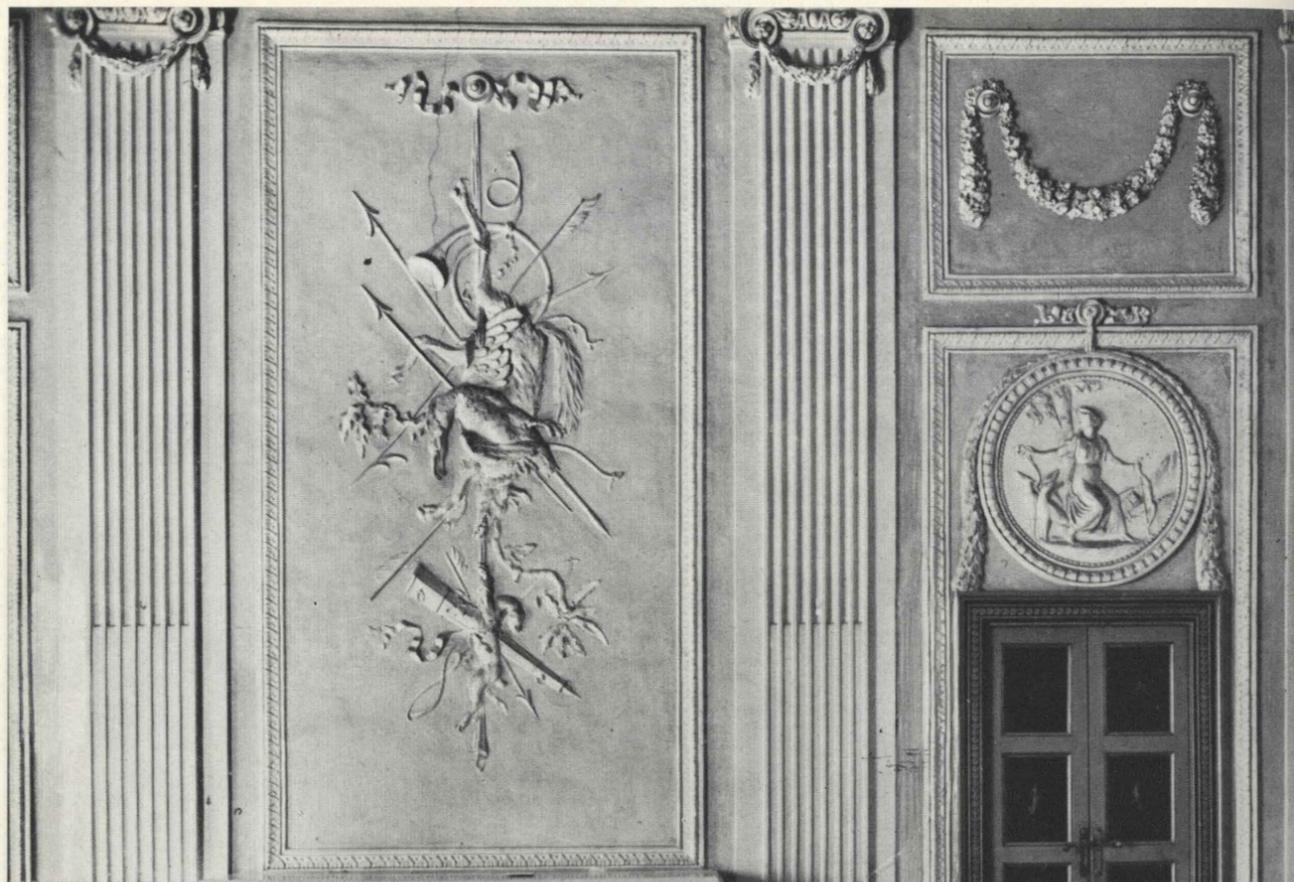
AMEDEO GROSSI, *Corografia del territorio di Torino e dintorni*, 1790.



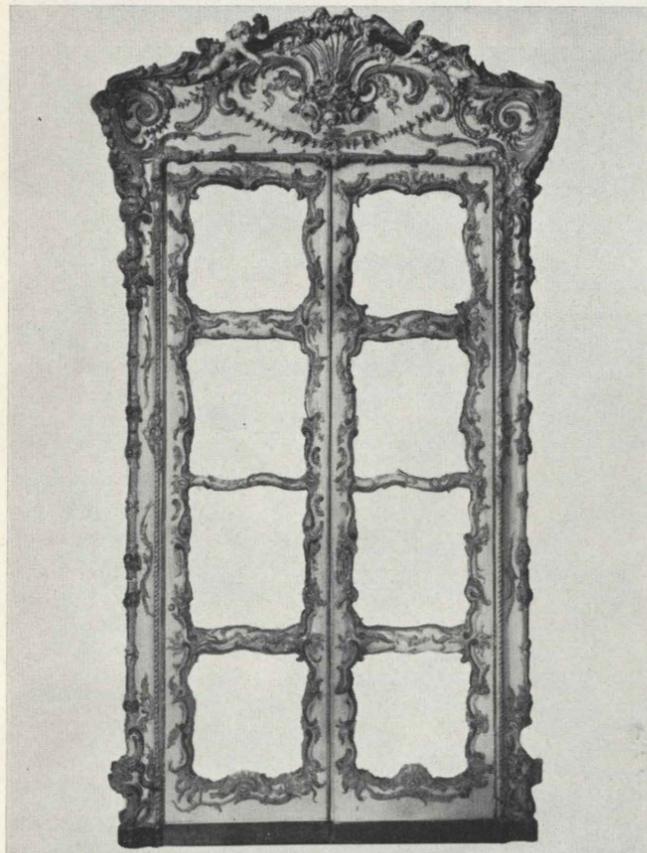
Fronte della villa costruita verso la metà del '700. In origine si limitava in altezza al cornicione del terzo piano; la sopraelevazione è del 1811.



Volta del salone centrale modificata nel 1787.



Particolare di una parete del salone tutto ornato da stucchi naturali. 1787.



Intelaiatura di porta lignea policroma a due battenti già nel salone centrale. Prima metà del '700. Opera assai rara giunta a noi dell'artigianato piemontese.



Scalone a doppia rampa. Le inferriate sono ancora della metà del '700.

## RUBRICA DEI BREVETTI

a cura di **FILIPPO JACOBACCI**

Brevetti recentemente pubblicati in Italia nel campo delle costruzioni

### I - COSTRUZIONI PERMANENTI

**A - Costruzione di strade, di strade ferrate e di ponti.**

No. 643.036 - 15.12.1960 - *Carl Schenck Maschinenfabrik G.m.b.H.*, « Dispositivo di controllo di rotaie inoltre di rilevamento di eventuali deviazioni di forma e posizione nelle rotaie stesse ».

No. 642.922 - 11.1.1961 - *Mario Cornelio*, « Traversa ferroviaria del tipo a due blocchi in cemento armato uniti da un elemento metallico in cui i blocchi sono a forma di croce ».

No. 642.316 - 22.12.1960 - *Entreprise Bourdin et Chausse*, « Perfezionamento nelle macchine per il consolidamento del suolo come rulli compressori e simili ».

No. 641.755 - 17.12.1960 - *Heise Carl Hermann*, « Macchine per costruzioni stradali con elevatore a tazze a caldo ribaltabile e parte superiore del mescolatore a torre ribaltabile ».

No. 642.501 - 3.1.1961 - *Kruger Cornelius Johan e South African, Iron and Steel Industrial Corporation Ltd.*, « Traversina perfezionata in calcestruzzo per rotaie ».

No. 642.086 - 23.12.1960 - *Società Applicazioni Gomma Antivibranti S.A.G.A. S.p.A.*, « Dispositivo di ancoraggio per rotaie ferroviarie e simili ».

No. 642.032 - 14.11.1960 - *VEB Leuna Werke Walter Ulbricht*, « Procedimento e dispositivo per la produzione di giunti di rotaia isolati ».

No. 642.745 - 24.1.1961 - *British Cellophane Ltd.*, « Perfezionamento nelle strutture stradali ».

No. 642.065 - 31.12.1960, *S. A. Pneumatiques et Caoutchouc Manufacture Kleber Colombes*, « Giunto di dilatazione e di compressione per rivestimento stradale ».

No. 643.200 - 11.1.1961 - *C.I.M.E.N. dei F.lli Gadani*, « Barriera anabbagliante per autostrade a due o più carreggiate formata da pannelli fissi ed amovibili di materiale plastico translucido a superfici opache e procedimento di opacizzazione di tali pannelli ».

No. 643.425 - 11.1.1961 - *Giuseppe Covizzoli*, « Procedimento per l'attuazione di linee spartitraffico o segnacorsie e simili continue o discontinue di materiale plastico anche catarifrangente o fosforescente di pari durezza ed elasticità del manto stradale ».

No. 642.150 - 2.11.1960 - *Bruno Dodi*, « Sistema antiabbagliante a schermi multipli particolarmente per autostrade a doppia carreggiata e simili ».

No. 642.254 - 12.12.1960 - *MCM Manfredi Cemento Milano S.r.l.*, « Segnalimite stradale di cemento ».

### B - Opere idrauliche e fondazioni.

No. 642.921 - 11.1.1961 - *Burmah Oil Company Ltd. (The) e Everett Stanley Bernard*, « Apparecchio per regolare tramite una valvola il passaggio di un fluido sotto pressione lungo una tubazione ».

No. 643.136 - 13.1.1961 - *Luigi Marini*, « Sistema di rifrazione del moto ondoso e di mareggiate e sua realizzazione ».

No. 641.917 - 23.12.1960 - *Perret Georges e Fernique Nadau des Islets François*, « Perfezionamento ai sistemi di posa di condutture sommerse ».

No. 642.753 - 25.1.1961 - *Alba Scarpellini*, « Sistema di difesa articolata contro le erosioni marine degli arenili effettuata con elementi prefabbricati di conglomerato cementizio armato ».

No. 642.580 - 18.1.1961 - *Giulio Scio*, « Procedimento per la costruzione di una canaletta a fianchi inclinati per acque di scolo di irrigazione e simili e relativi elementi prefabbricati costitutivi ».

No. 641.919 - 23.12.1960 - *T. D. Williamson Inc.*, « Perfezionamento negli apparecchi per l'indicazione del passaggio di un raschietto e simile in una condotta ».

No. 643.288 - 28.12.1960 - *Vereinigte Osterreichische Eisen und Stahlwerke A.G.*, « Condotta forzata rivestita ».

No. 641.792 - 16.12.1960, *Primo Biagini*, « Apparecchio per la prova di carico dei terreni ».

No. 642.293 - 13.12.1960 - *Cavalli Eno-re*, « Sistema di raddrizzamento di fabbricati, monumenti, basamenti e simili ».

No. 642.121 - 15.12.1960 - *Rino Ferrazini*, « Sistema e dispositivi per la contemporanea perforazione infissione e formazione in opera di pali ».

No. 642.748 - 24.1.1961 - *Gombos Imre*, « Procedimento e testa di perforazione per allargare la parte inferiore del foro di trivellazione di diametro costante ».

No. 642.872 - 31.12.1960 - *Impresa Benassi Giuseppe S.a.r.l.*, « Torre di guida e corpo centrale scorrevole munito di benna mordente ad apertura simmetrica per scavi verticali e obliqui ».

No. 642.941 - 10.1.1961 - *Strabag Bau A.G.*, « Metodo per la posa di cassoni di fondazione mediante isola galleggiante ed apparecchiatura per l'attuazione di tale metodo ».

### C - Adduzione di acqua e smaltimento delle acque luride.

No. 642.047 - 23.12.1960 - *A. B. Plastics Ltd.*, « Perfezionamenti nei sistemi di tubazione per esempio di materiale plastico usati particolarmente per acqua piovana distribuzione di acqua di scarico e di rifiuti ».

### D - Fabbricati.

No. 641.896 - 23.12.1960 - *Fehlmann Hans Beat*, « Procedimento di costruzione ad elementi di una struttura edilizia di cemento armato e strutture edilizie costruite con l'applicazione del procedimento stesso ».

No. 643.043 - 17.12.1960 - *Domenico Lamanna*, « Pannello prefabbricato di laterizio e calcestruzzo armato per solai e solaio costruito con tali pannelli ».

No. 642.897 - 18.1.1961 - *Meignan Donahue Jacques*, « Dispositivo per la sospensione di falsi soffitti ».

No. 642.353 - 5.1.1961 - *Mostert Wilhelm*, « Procedimento e dispositivo per fabbricare serie di elementi di calcestruzzo precompresso specialmente piastre di calcestruzzo precompresso ».

No. 642.861 - 27.12.1960 - *Luciano Rinaldi*, « Laterizio per solaio prodotto in minime dimensioni appositamente studiato per una rapida ed economica utilizzazione ».

No. 642.085 - 23.12.1960 - *S.A.G.A. S.p.A. Società Applicazioni Gomma Antivibranti*, « Rivestimento fonoassorbente per ambienti in genere ».

No. 642.734 - 21.1.1961 - *S.A.G.A. S.p.A. Società Applicazioni Gomma Antivibranti*, « Perfezionamenti nei pannelli fonoassorbenti ».

No. 641.740 - 16.12.1960 - *Augusto Sasaroli*, « Solaio monolitico in cemento armato a nervature incrociate adatto per grandi ambienti ».

No. 642.154 - 7.11.1960 - *Luigi Tonini*, « Gradino tubolare in cemento armato da mettere in opera a sbalzo ».

No. 642.712 - 19.1.1961 - *Adie George Mointford*, « Elemento a lamina o pannello utilizzabile per la costruzione di pareti, soffitti setti divisori e similari nella costruzione edilizia composto da almeno due elementi laminari con serie regolari di parti sporgenti ».

No. 642.641 - 13.1.1961 - *Andrea Brenta*, « Metodo per la tesatura ed il fissaggio di cavi di acciaio scorrevoli entro guaine metalliche per strutture in cemento armato precompresso ».

No. 642.383 - 20.12.1960 - *Ferdinando Coppola*, « Pinza elastica per l'ammorsamento rapido di fili o cavi nel cemento armato precompresso ».

No. 643.099 - 12.12.1960 - *Knapp Ottmar*, « Perfezionamenti nelle volte ».

No. 642.138 - 16.9.1960 - *Lefort et Cie e Pierre Pilboue*, « Elemento di struttura in particolare palo da recinto e procedimento per la sua fabbricazione ».

No. 642.139 - 17.9.1960 - *Domenico Matteucci*, « Travetto in laterizio e cemento armato in collaborazione di autoportanza provvisoria nelle strutture edilizie piane o curve ».

No. 642.051 - 23.12.1960 - *Piget Maurice*, « Intelaiatura di collegamento per pannelli sottili destinati alla formazione di vani ».

No. 643.268 - 14.10.1959 - *Schering A.G.*, « Elemento da costruzione flessibile di resina sintetica ».

No. 642.709 - 19.1.1961 - *Tor Isteg Steel Corporation S.A.H.*, « Sbarra di armatura per calcestruzzo e procedimento per il suo trattamento di bonifica a freddo ».

No. 643.366 - 21.12.1960 - *Luigi Zaccaron*, « Vasca di pesatura a caricamento e vuotamento automatico particolarmente adatta per gli impianti di preparazione del calcestruzzo ».

No. 642.048 - 23.12.1960 - *A. B. Plastics Ltd.*, « Perfezionamenti nelle grondaie e simili in sostanza plastica sintetica ».

No. 642.631 - 12.1.1961 - *Felice Bertone*, « Copertura autoportante a falde a due curvature divergenti ».

No. 643.208 - 31.12.1960 - *Giuseppe Gerini*, « Giunto a baionetta per docce pluviali raccordi canaletti portacavi in materie plastiche cementizie e ferrose ».

No. 643.479 - 16.1.1961 - *Società Italiana Plastics a r.l.*, « Sistema per ancorare a libera dilatazione termica lastre di copertura per tetti sagomate e perforate per l'aerazione dell'ambiente ».

No. 641.764 - 16.12.1960 - *Varfeldt Knud Alfred*, « Materiale con sfere argillose incorporate per la copertura di tetti ».

No. 642.760 - 21.1.1961 - *Centropal Holding A.G.*, « Intelaiatura piana o tridimensionale per porte e finestre di vario tipo composte da elementi di materiale sintetico ».

No. 642.358 - 22.12.1959 - *Giovanni Cicchese*, « Perfezionamenti nelle persiane avvolgibili soprattutto con riguardo alle maglie delle catene di collegamento delle stecche alle pulegge ed ai rulli di avvolgimento delle serrande ».

No. 642.519 - 31.12.1960 - *Franco Cigarini*, « Giunto speciale per canne fumarie in lamiera smaltata e relativo passafumo ».

No. 642.651 - 9.1.1961 - *Ettore Cremaschi*, « Coperchio ribaltabile per botola dotato di scaletta retraibile ».

No. 641.965 - 17.12.1960 - *Stefano Degli Espositi*, « Albero cavo per l'avvolgimento di persiane atto a trattenere i teli utilizzando detta cavità ».

No. 642.601 - 14.1.1961 - *Stefano Degli Espositi*, « Supporto per albero di avvolgimento di persiane formato da una testata per l'albero e da un perno sul quale ruota con relativo procedimento di applicazione e montaggio ».

No. 642.244 - 2.11.1960 - *S. A. Etablissements E. Hircq. et Cie.*, « Serie di elementi profilati per la fabbricazione di finestre e altri serramenti ».

No. 642.005 - 3.9.1960 - *Etablissements Hutchinson Compagnie Nationale du Caoutchouc*, « Piastrina flessibile di rivestimento ».

No. 642.458 - 2.1.1961 - *Franco Pier Luciano*, « Lastra prefabbricata per la formazione di pavimenti ».

No. 641.906 - 22.12.1960 - *Heinr. Aug. Schulte Eisen A.G.*, « Dispositivo per il fissaggio di pannelli di telaio ad esempio per vetri di porte o vetrine ».

No. 642.175 - 1.12.1960 - *Hunter Douglas International Corporation*, « Dispositivo di fermo per bloccare i cordoni o funi di avvolgibili alla veneziana tende o simili ».

No. 642.663 - 21.1.1961 - *Ing. Barzano e Zanardo*, « Apparecchiatura di supporto del dispositivo di sollevamento di persiane alla veneziana ».

No. 642.228 - 24.12.1960 - *Lo Conte Erasmo*, « Serranda avvolgibile metallica di tipo tubolare con feritoie protette da gocciolatoi e senza ganci per il collegamento e l'articolazione fra gli elementi ».

No. 641.706 - 19.12.1960 - *Angelo Martini*, « Dispositivo elettroidraulico per l'azionamento di porte e serramenti in genere anche di rilevante peso utilizzando come forza attiva l'acqua sotto pressione delle condutture di acqua potabile ».

No. 641.720 - 14.12.1960 - *Metzger Hans Otto*, « Dispositivo per la produzione di assicelle per parquet a mosaico ».

No. 642.354 - 10.1.1961 - *Parke Davis and Company*, « Perfezionamento nei sistemi costruttivi di fabbricati in particolare nella costruzione di finestre allo scopo di permettere lo sfogo di gas in caso di esplosione ».

No. 642.750 - 24.1.1961 - *Serneblad Larj Gunnar*, « Struttura autoportante per pavimenti pareti e simili ».

No. 643.058 - 24.5.1960 - *Sibenaler Nicolas*, « Scala elicoidale perfezionata con montante centrale fissato all'edificio per montare i gradini nella loro posizione verticale relativa ».

No. 643.008 - 19.1.1961 - *Alziari Lovis*, « Trave metallica telescopica con tiranti obliqui per l'armatura provvisoria di orizzontamenti in calcestruzzo armato ».

No. 642.516 - 29.12.1960 - *Borselli Luciano e Fiorani Umberto*, « Elemento prefabbricato in tubi metallici saldati particolarmente per collegamento trasversale dei montanti di impalcature tubolari metalliche e simili ».

No. 642.517 - 29.12.1960 - *Borselli Luciano e Fiorani Umberto*, « Giunto o innesto per il collegamento di elementi tubolari particolarmente per impalcature tubolari metalliche e simili ».

No. 642.303 - 29.10.1960 - *Giuseppe Lari*, « Procedimento per preparare impasti di calcestruzzo malte e simili con basso rapporto acqua cemento e mezzi per attuare tale procedimento ».

No. 642.046 - 21.12.1960 - *International Mac Gregor Organization I.M.G.O.*, « Procedimento di costituzione di un dispositivo di chiusura con pannelli mo-

bili ed organi di appoggio eclissabili dispositivo che ne comporta applicazione ed impianti fissi e mobili che ne derivano ».

No. 643.238 - 19.12.1960 - *Mauro Lamborghini*, « Sistema di ancoraggio temporaneo o permanente di pali di cemento legno o simili al terreno mediante elementi metallici elicoidali particolarmente per usi agricoli e per palificazioni telegrafiche ed elettriche ».

No. 642.343 - 23.12.1960 - *Jack Smith*, « Rimessa per veicoli in genere particolarmente per autoveicoli ».

No. 642.287 - 14.12.1960 - *Tishman Research Corporation*, « Struttura prefabbricata in cemento precompresso per parcheggio a più piani e simili usi ».

E - *Serrature, chiavi, accessori per porte e finestre e casseforti.*

No. 641.836 - 23.12.1960 - *Gino Chiamenti*, « Serratura a catenaccio del tipo a combinazione facilmente adattabile per portoni cassette di sicurezza casseforti e simili ».

No. 641.750 - 17.12.1960 - *N.V. Ahrend Libra*, « Serratura con chiavistello ruotante ».

No. 641.752 - 17.12.1960 - *N.V. Ahrend Libra*, « Serratura con manopola spostabile ».

No. 642.977 - 18.1.1961 - *Angelo Mazzer*, « Scrocco che consente l'applicazione della stessa serratura a porta con apertura sia a destra che sinistra ».

No. 641.946 - 22.12.1960 - *Antonino Camarda*, « Cricchetto funzionante nei due sensi destrorso e sinistrorso applicabile ad aperture poste a più di due metri di altezza ».

No. 642.603 - 12.1.1961 - *Mario Morsia*, « Serratura per porte con dispositivo di sicurezza per l'apertura a spiraglio della porta ».

No. 642.956 - 12.1.1961 - *Eraglio Bassan*, « Cerniera cilindrica a collocazione rapida e nascosta con bloccaggio meccanico ».

No. 642.276 - 10.12.1960 - *Franco Castellini*, « Cerniera regolabile per porte, finestre e simili ».

No. 642.928 - 13.1.1961 - *Arturo Salice*, « Cerniera incassata tripla per mobili ed altre applicazioni ».

No. 642.738 - 21.1.1961 - *Thomas Harrington Ltd.*, « Cerniera perfezionata per sportelli di ripostigli ».

No. 642.142 - 7.10.1960 - *Frank Wilhelm*, « Leva di azionamento a tre posizioni per finestre, porte e simili ».

No. 641.966 - 17.12.1960 - *Zuffi Oliviero e Zuffi Marino*, « Dispositivo automatico ad azione antispiiffero da applicarsi alla base delle porte in genere atto ad ottenere l'aderenza perfetta tra il pavimento e la porta ».

Direttore responsabile: **AUGUSTO CAVALLARI-MURAT**

Autorizzazione Tribunale di Torino, n. 41 del 19 Giugno 1948

STAMPERIA ARTISTICA NAZIONALE - TORINO