

BOLLETTINO TECNICO

FIAT STABILIMENTO FIAT GRANDI MOTORI

N. 1

ANNO 1950



**Centrale S. U. E. T. costruita dalla Soc. Dinamo a Vallemosso
Potenza erogata 1300 kW**

Il lavaggio dei motori a due tempi - *Dott. Ing. Roberto De Pieri*

Pag. 1

La rullatura degli alberi a gomiti per motori Diesel di media e grande potenza - *Dott. Ingg. Simonetti - Saltini*

10

Prove sperimentali di equilibramento e di preriscaldamento dell'aria su un cubilotto di diam. 900 mm - *Dott. Ing. Pier Giovanni Maceraudi*

18

Installazione di gruppi Diesel-generatori Fiat da 1000 HP - *Dott. Ing. Pier Luigi Scioldo*

27

IL LAVAGGIO DEI MOTORI A DUE TEMPI

Questo studio illustra il sistema di lavaggio per i motori a due tempi da noi adottato a partire dal 1910, il cammino percorso per la sua messa a punto, i successivi perfezionamenti ed i motivi per cui esso è stato scelto e non più abbandonato per così lungo tempo.

Fra i vari sistemi impiegati per il lavaggio dei motori a due tempi, quelli che sono basati sull'uso di feritoie di lavaggio e scarico nella parte bassa della camicia e che noi chiameremo a flusso invertito portano nella economia generale della macchina una notevole semplicità costruttiva, ma sono nello stesso tempo i più difficili da realizzare.

L'assenza di valvole o di organi di ritenuta per alta pressione con relativi comandi e organi di distribuzione, l'automaticità dei dispositivi di ammissione e scarico dell'aria, la semplicità estrema delle testate della camera di combustione, permettono di disegnare un motore indubbiamente attraente per eleganza costruttiva e facilità di condotta e manutenzione.

Perché allora molti costruttori moderni di indubbio valore hanno impostato le loro macchine su sistemi di lavaggio diversi, che danno luogo a realizzazioni costruttive più complesse? Crediamo che la risposta sia contenuta in quanto accennato sopra: i lavaggi simili al nostro sono molto difficili. Si deve infatti pensare che nel breve tempo disponibile, specialmente su motori veloci, si debbono scaricare i gas combusti e sostituirli con la necessaria efficienza mediante aria introdotta, qualunque sia la variante adottata, attraverso feritoie adiacenti alle luci di scarico. Perché questo si ottenga occorre:

a) che lo scarico dei gas avvenga in modo rapido, onde lasciare tempo sufficiente al susseguente lavaggio: ciò comporta feritoie di scarico di adeguata sezione e profilatura;

b) che l'aria introdotta non si diriga subito, per così dire in corto circuito, verso le adiacenti feritoie di scarico, come in molti casi tende a fare, specialmente nei motori a corsa lunga, ma si distribuisca in modo uniforme in tutto il volume del cilindro;

c) che la detta aria non si mescoli coi gas residui ma li sposti e si sostituisca ad essi: il che richiede afflusso guidato e non turbolento, velocità non eccessive, che si ottengono solo con basse pressioni e feritoie di ampia sezione profilate a regola d'arte;

d) che a lavaggio ultimato resti nel cilindro la massima pressione onde iniziare la compressione con la maggior carica possibile.

Inoltre per la economia generale del motore è desiderabile che il lavaggio avvenga col minore eccesso d'aria, per non perdere inutilmente lavoro utile sulla pompa d'aria. E' da alcuni ritenuto desiderabile anche un lavaggio che lasci nel cilindro l'aria in moto stabile rotatorio, il che potrebbe migliorare l'efficienza della combustione.

Tutto questo si è cercato di ottenere da noi e da altri costruttori, con dispositivi vari che hanno

dato risultati più o meno completi, in ogni caso superando difficoltà non lievi e impiegando anni ed anni di lavoro per la messa a punto.

Esistono per contro altri sistemi di lavaggio che chiameremo a flusso diretto, i quali soddisfano ab-

costruttori sono tornati a questo sistema, invertendo però il circuito e cioè: scarico attraverso valvole sulla testata o distributori in alto nel cilindro, e lavaggio attraverso feritoie in basso.

L'inversione rispetto ai vecchi sistemi può giustificarsi con la maggior regolarità di flusso dell'aria entrante quando questa è introdotta attraverso feritoie, e colla possibilità di lasciare l'aria in moto stabile rotatorio durante la compressione. Questo non si è potuto fare nei vecchi motori data la difficoltà, che a quei tempi esisteva, di avere materiali adatti alla costruzione delle valvole di scarico. I progressi della metallurgia permettono oggi di risolvere il problema, potendosi avere valvole di scarico di alcune decine di centimetri di diametro, che resistono in modo soddisfacente al rilevante tormento termico e meccanico.

In questo caso il lavaggio è facile, anche per le corse assai lunghe, ma il motore diventa complicato. Le realizzazioni costruttive portano ai motori con stantuffi opposti, uno dei quali fa da distributore sulle feritoie dell'aria di lavaggio, l'altro sulle feritoie di scarico dei gas; ovvero ai motori con valvole di scarico o distributori sulle testate, il tutto azionato da assi a camme o da eccentrici e biellismi dell'albero motore. Si richiedono inoltre altre complicazioni supplementari quali ad esempio il doppio polverizzatore; le testate dei cilindri sono più difficili a smontare, a causa dell'attacco dei tubi di scarico e di comandi delle distribuzioni su esse applicati.

Orbene, noi e altri costruttori che usano il lavaggio della stessa classe del nostro, vediamo che i costruttori che sono entrati nel campo dei motori a due tempi col lavaggio a flusso diretto, hanno bensì avuto fin dai loro primi motori buoni risultati di prestazioni e consumi, confermando così la bontà del sistema e la sua facile messa a punto, ma vediamo anche che prestazioni e consumi del lavaggio a flusso diretto non sono superiori a quelli che, sia pure con maggior tempo e fatica abbiamo ottenuto dal nostro lavaggio invertito.

E così stando le cose, resta a nostro attivo la semplicità costruttiva, che si traduce in minor

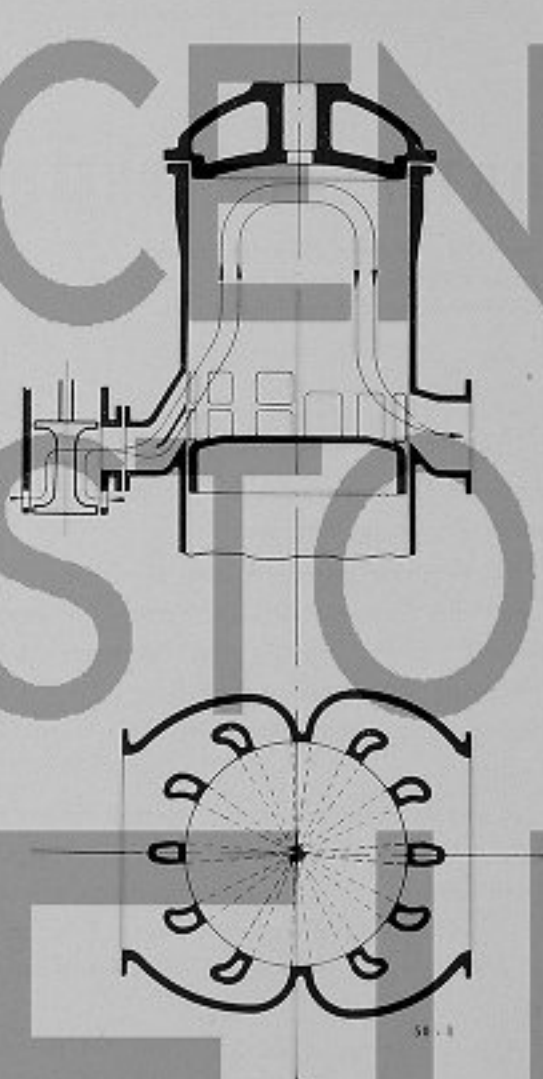


Fig. 1 - Schema di lavaggio invertito adottato sui motori FIAT nel periodo 1914-1918

bastanza facilmente tutte le varie esigenze sopra descritte: quelli in cui l'aria entra ad una estremità del cilindro ed esce dalla estremità opposta. Noi stessi abbiamo costruito, oltre 40 anni or sono, molti motori con un lavaggio di questo genere: scarico attraverso feritoie nel cilindro in basso, lavaggio mediante valvole sulla testata. Oggi vari

costo e — ancor più importante — in facilità di uso e di manutenzione.

Ad illustrare la difficoltà di messa a punto di un sistema di lavaggio invertito, e i buoni risultati che, mediante paziente lavoro si possono da esso ottenere, crediamo far cosa gradita ai nostri lettori esporre cronologicamente le fasi dello sviluppo delle prestazioni e dei rendimenti dei nostri motori dal 1910 anno in cui abbiamo iniziato l'applicazione del sistema di lavaggio che ancora oggi impieghiamo.

Il lavaggio invertito è stato applicato per la prima volta da noi su un motore della potenza di circa 800 HP costruito nell'anno 1910 e destinato ad essere presentato ad un concorso indetto dalla Marina Germanica per motori da sommergibili.

Esso è stato successivamente applicato in tutti i motori costruiti a partire dall'anno 1914, con caratteristiche e dimensionamento pressochè invariati fino al 1918 (fig. 1).

Più precisamente nei motori costruiti in tale epoca si avevano feritoie di lavaggio disposte sulle metà anteriore della camicia del cilindro, equidistanti fra di loro e separate da gambette raffreddate a circolazione di acqua. La direzione delle feritoie era radiale, convergeva quindi i singoli efflussi di aria verso il centro del cilindro.

L'altezza delle feritoie di lavaggio era notevolmente più alta rispetto all'altezza delle feritoie di scarico, disposte queste sull'opposta metà del cilindro; questo allo scopo di mantenere aperte le feritoie di lavaggio per un certo periodo dopo la chiusura dello scarico e poter quindi sovralimentare leggermente il motore iniziando la compressione ad una pressione prossima a quella esistente nel serbatoio d'aria di lavaggio.

Per evitare che durante la corsa discendente dello stantuffo, la pressione esistente nel cilindro si scaricasse entro il serbatoio di lavaggio, era sistemata nel condotto di lavaggio fra le feritoie e il serbatoio stesso, una valvola a doppia sede, a cassetto equilibrato, azionata da una camma dell'albero della distribuzione.

Notiamo che allo scopo di ottenere una migliore guida dell'aria di lavaggio, ogni feritoia nella sua estremità verso il cilindro era divisa in due mediante una nervatura orizzontale di fusione.

In questi motori l'alimentazione dell'aria veniva eseguita mediante pompe a stantuffo, in un primo tempo sottoposte ai cilindri motori, successivamente disposte in linea con i cilindri motori.

Per conseguire una maggiore regolarità nel flusso dell'aria al serbatoio, dette pompe, costituite da due cilindri sovrapposti, erano azionate da un doppio sistema di biella a 90°.

La distribuzione avveniva a mezzo di cassette cilindriche equilibrate, comandate mediante apposito albero a gomito il cui movimento, per ottenere i necessari angoli di inversione, veniva ricavato dall'albero verticale di comando della distribuzione.

Le pompe di lavaggio erano dimensionate in modo che la loro cilindrata geometrica fosse di circa il 160 % della cilindrata geometrica dei cilindri motori. Le pressioni di lavaggio risultanti erano abbastanza elevate e si aggiravano a piena velocità su $1,35 \pm 1,4 \text{ kg/cm}^2$.

Si è riscontrato che il rapporto di lavaggio iniziale era eccessivo e si è ottenuto notevole miglioramento da una riduzione di portata dell'aria di lavaggio, tanto che gli ultimi motori di alcune serie sono stati effettivamente consegnati eliminando l'effetto superiore della pompa di lavaggio superiore e riducendo quindi a $3/4$ la portata effettiva di aria mandata al motore, portando così il rapporto geometrico di lavaggio a 1,20 circa.

La quasi totalità dei motori costruiti nel periodo considerato è costituita da motori veloci, aventi corsa circa pari al diametro; essi davano prestazione massima da 4 a $4,5 \text{ Kg/cm}^2$ di p. m. e., e funzionavano a velocità di stantuffo non superiore ai $5 \pm 5,5 \text{ m/sec}$, con consumo di combustibile dai 220 ai 240 gr/HP/h .

Periodo 1918 ÷ 1932.

In questo secondo periodo è continuata la costruzione di motori veloci, sempre con corsa pari al diametro, e si è sviluppata la costruzione dei

motori lenti di tipo mercantile, aventi corsa pari a $1,4 \div 1,7$ volte il diametro (nella figura 2 è rappresentato lo schema del lavaggio di un motore

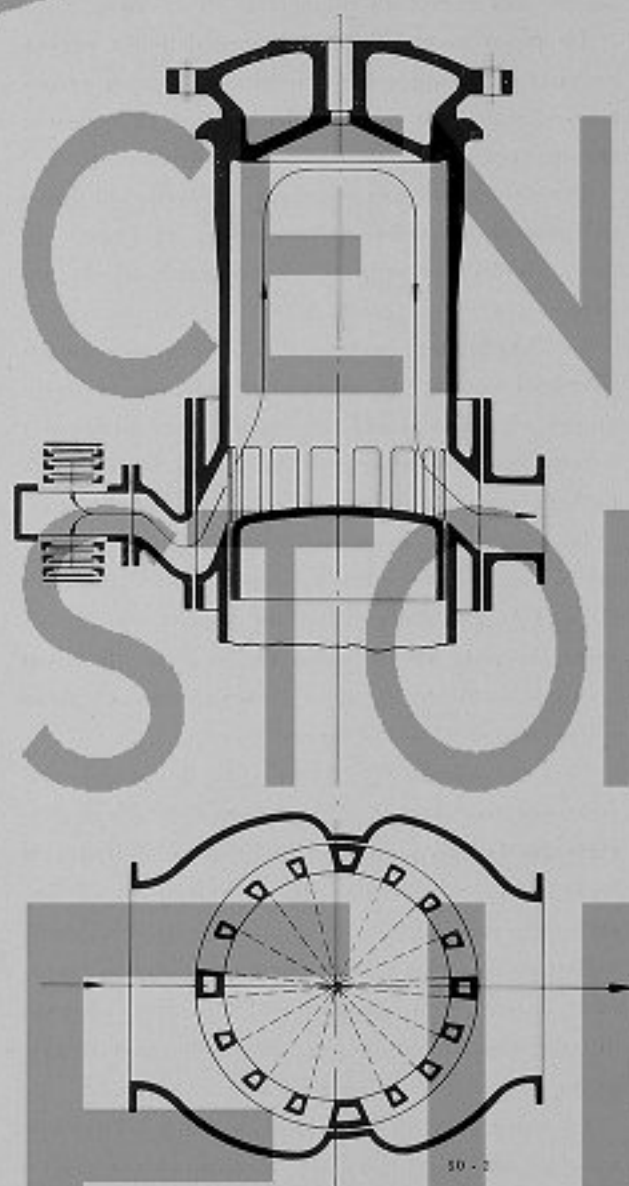


Fig. 2 - Schema del lavaggio per motori a corsa lunga costruiti nel periodo 1918-1932

mercantile di grande potenza da noi costruito in quest'epoca).

Minori modificazioni sono state apportate al proporzionamento delle feritoie di lavaggio e scarico: si è trovato conveniente sopprimere la parete divisoria centrale nelle feritoie di lavaggio, e si è ridotta ed in qualche caso annullata la diffe-

renza di altezza fra le feritoie di lavaggio e quelle di scarico, rinunciando così alla sovralimentazione la cui efficacia era notevolmente diminuita in seguito alla diminuzione della portata delle pompe.

Il proporzionamento delle pompe di lavaggio è stato tenuto sulla base di 1,25 volte circa la cilindrata dei motori: è stato abbandonato il comando con stantuffi sovrapposti a 90° , sostituendola col più semplice comando con unica biella e stantuffi in tandem.

I motori funzionavano con pressioni di lavaggio moderate, dell'ordine di grandezza di $1,25 \text{ Kg/cm}^2$ per i motori veloci e di $1,15 \div 1,2 \text{ Kg/cm}^2$ per i motori lenti.

Ricordiamo dal lato costruttivo la tendenza alla graduale sostituzione delle valvole di lavaggio comandate per l'ammissione dell'aria ai cilindri, e dei dispositivi comandati per l'ammissione e lo scarico dell'aria nelle pompe di lavaggio con dispositivi automatici costituiti da valvole di tipo leggero, semplificando così la costruzione e migliorando in qualche caso il rendimento.

La trasformazione si è iniziata dapprima sulle valvole dei cilindri, successivamente sulla distribuzione delle pompe, praticamente nell'anno 1930 non esisteva più alcun dispositivo comandato in tutto il sistema dell'aria di lavaggio.

I sistemi di lavaggio impiegati in questo periodo erano ritenuti soddisfacenti in quanto permettevano di ottenere consumi di combustibile e potenze massime equivalenti a quelli ottenuti nei migliori motori a due e quattro tempi di altra costruzione: non si riteneva probabile avere risultati migliori.

In effetto si avevano sui motori lenti consumi di combustibile compresi fra i $185 \div 190 \text{ gr/HP/h}$, su quelli veloci consumi di $195 \div 205 \text{ gr/HP/h}$.

I motori erano venduti per pressione media in servizio normale compresa fra $4,3 \div 4,5 \text{ Kg/cm}^2$; si raggiungevano senza difficoltà nelle andature di sovraccarico pressioni medie effettive comprese fra $5,2$ e $5,5 \text{ Kg/cm}^2$ per i motori lenti, di $4,8$ e 5 Kg/cm^2 per i motori veloci.

La velocità di stantuffo era stata portata a $4,5 \text{ m/sec}$ per i motori lenti, a $5 \div 6 \text{ m/sec}$ per i motori veloci.

Periodo 1932 ÷ 1945.

Questo periodo ha visto l'affermazione della iniezione meccanica, l'adozione del motore a doppio effetto per le grandi potenze ed ha richiesto un notevole lavoro diretto a perfezionare e migliorare il lavaggio dei cilindri in quanto il vecchio sistema si è mostrato, specialmente nei motori lenti, insufficiente a soddisfare le nuove esigenze.

L'impiego dell'iniezione meccanica del combustibile comportando:

a) la eliminazione del compressore e della conseguente introduzione nel cilindro, in aggiunta dell'aria di lavaggio, di una ulteriore quantità di aria variabile dal 7 al 10 % di quella esistente nel cilindro,

b) l'allungamento delle corse per ottenere maggiori volumi e forme più convenienti nella camera della combustione,

c) un aumento nella velocità di stantuffo resa possibile dalla maggiore semplicità organica del motore,

ha necessariamente obbligati a riassumere e rivedere i dispositivi di lavaggio.

In effetto sui primi motori costruiti ad iniezione meccanica si sono riscontrate maggiori difficoltà di messa a punto in seguito a manifesta insufficienza di lavaggio che non per la novità dei dispositivi di iniezione, per quanto il lavaggio fosse da ritenersi già sperimentato e definitivo ed i meccanismi di iniezione fossero costruttivamente del tutto nuovi.

Le difficoltà incontrate nel lavaggio per l'iniezione meccanica sono da attribuirsi nei motori lenti mercantili in parte all'allungamento della corsa, essendosi portata ad oltre 1,8 il rapporto tra corsa e diametro. L'allungamento della corsa ha richiesto proporzionamenti diversi nelle feritoie onde ottenere che l'aria introdotta nel cilindro potesse raggiungere anche la parte più alta e non si scaricasse direttamente in corto circuito nella parte bassa del cilindro fra le opposte feritoie.

Inoltre è da ritenere che a parità di ogni altra condizione il cilindro ad iniezione meccanica richieda un lavaggio più efficiente onde compensare

la mancanza dell'aria introdotta attraverso il polverizzatore con iniezione pneumatica: e per questo si è dovuto aumentare la portata delle pompe d'aria

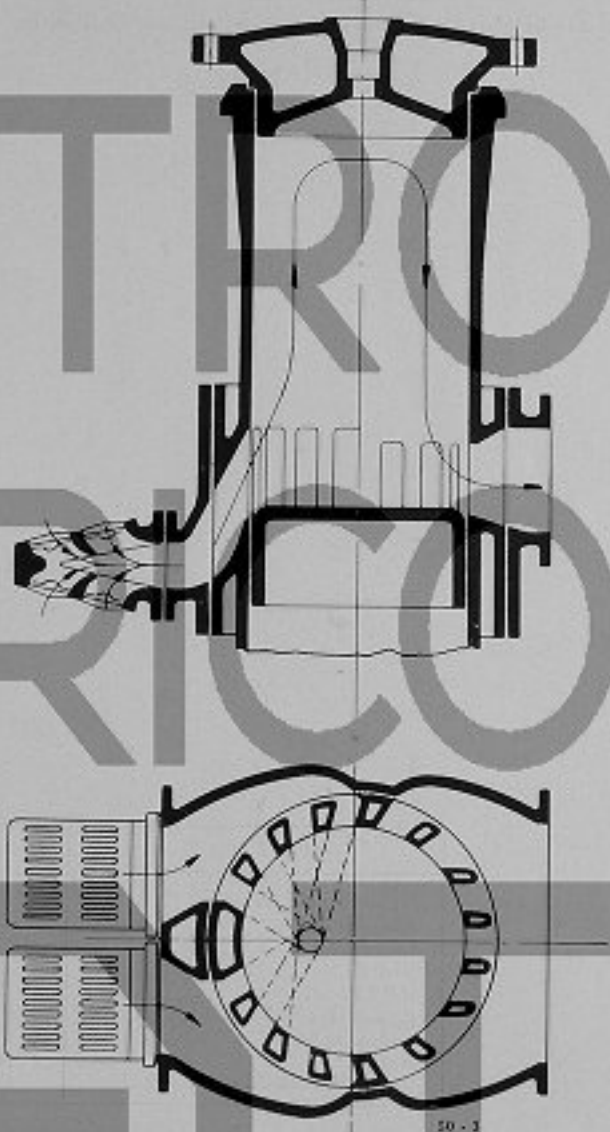


Fig. 3 - Schema del lavaggio per motori a corsa lunga costruiti nel periodo 1932-1945; da notare la particolare disposizione delle feritoie in pianta

portandone la cilindrata a circa 1,5 volte quella dei cilindri motori, mantenendo malgrado questo, pressione d'aria e potenza assorbita dalle pompe entro limiti moderati.

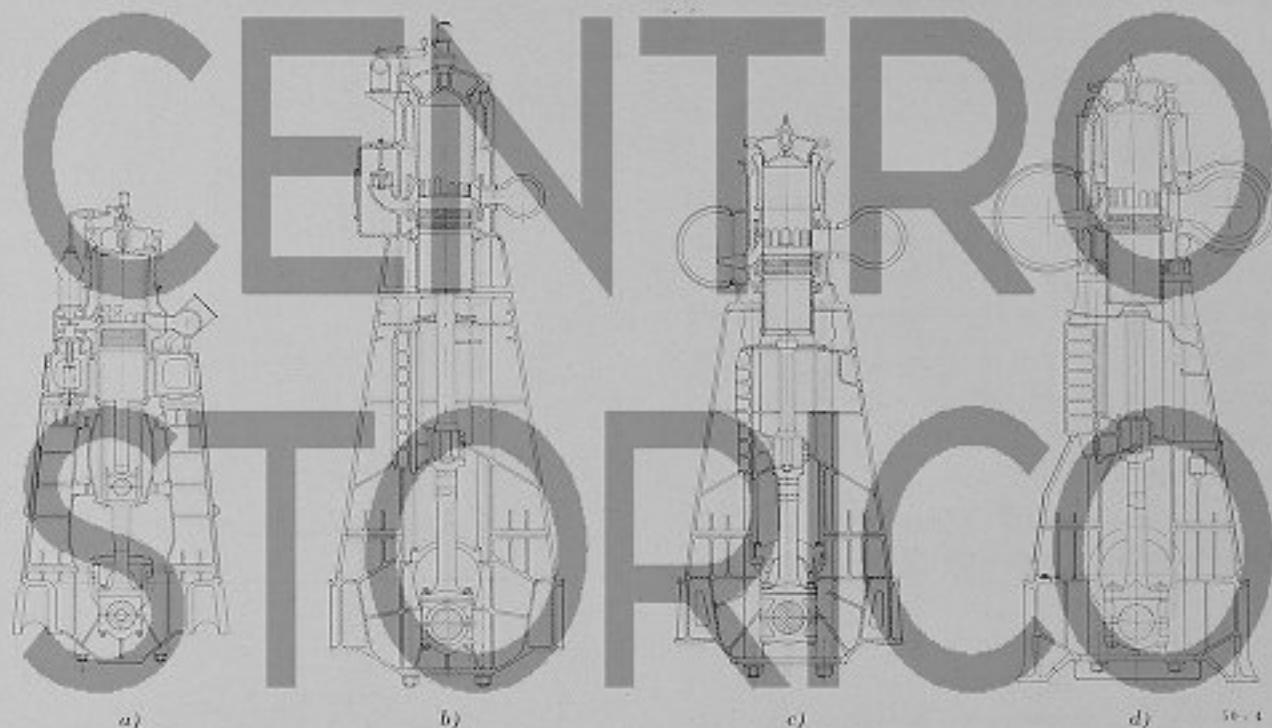
Allo scopo di ottenere qualche maggiore elemento qualitativo sull'andamento dei fenomeni di lavaggio, sono state istituite prove statiche con modelli di

cilindro in vetro e si è confrontato l'andamento del flusso dell'aria introdotta con i risultati di prova ricavati sui motori.

Si è effettivamente constatato come la disposizione di feritoie fino allora impiegata, soddisfacente

del cilindro come nei vecchi motori, ma bensì in una posizione intermedia arretrata ed approssimativamente corrispondente al baricentro della mezza sezione del cilindro lato lavaggio.

Inoltre sono state anche modificate la forma



MOTORE	a)	b)	c)	d)
Numero cilindri	4	4	8	9
Diametro mm.	630	750	680	750
Corsa mm.	900	1250	1100	1320
Ciri. l'	125	100	125	120
HP/Gl.	325	350	500	775
p.m.e. Kg/cm ²	4,15	4,5	4,5	5
v.m.s. m/sec	3,75	4,2	4,6	5,3
Kg/HP	100	103	80	66
Anno di costruzione	1918	1926	1936	1949

Fig. 4 - Sezioni trasversali di alcuni motori mercantili costruiti nel periodo 1918-1949; notare che la semplificazione costruttiva e l'aumento nelle prestazioni sono in buona parte dovuti ai progressi realizzati sui dispositivi di lavaggio

sui motori a corsa non molto lunga non lo era più per la maggior corsa ora richiesta; e si sono studiate le necessarie varianti onde ottenere un miglior rendimento nelle nuove condizioni.

Un miglioramento notevole si è avuto modificando nel piano orizzontale l'inclinazione delle feritoie di lavaggio, in modo da fare convergere la risultante del flusso dell'aria non più sul centro

delle feritoie nel piano verticale, aumentandone l'inclinazione e sagomando opportunamente in basso il profilo del canale in modo da mantenere la vena d'aria ascendente costantemente aderente alla parete del cilindro; si è infatti riscontrato in prove su modelli piani che sezioni di feritoie apparentemente poco dissimili una dall'altra danno luogo a notevole differenza nel comportamento

della corrente dell'aria. In questo modo si è ottenuto di mantenere la corrente dell'aria di lavaggio

toie di lavaggio in modo da consentire una lieve sovralimentazione.

In pratica quanto sommariamente qui è esposto,



Fig. 5 - Schema di lavaggio per motori a doppio effetto di costruzione anteriore al 1937

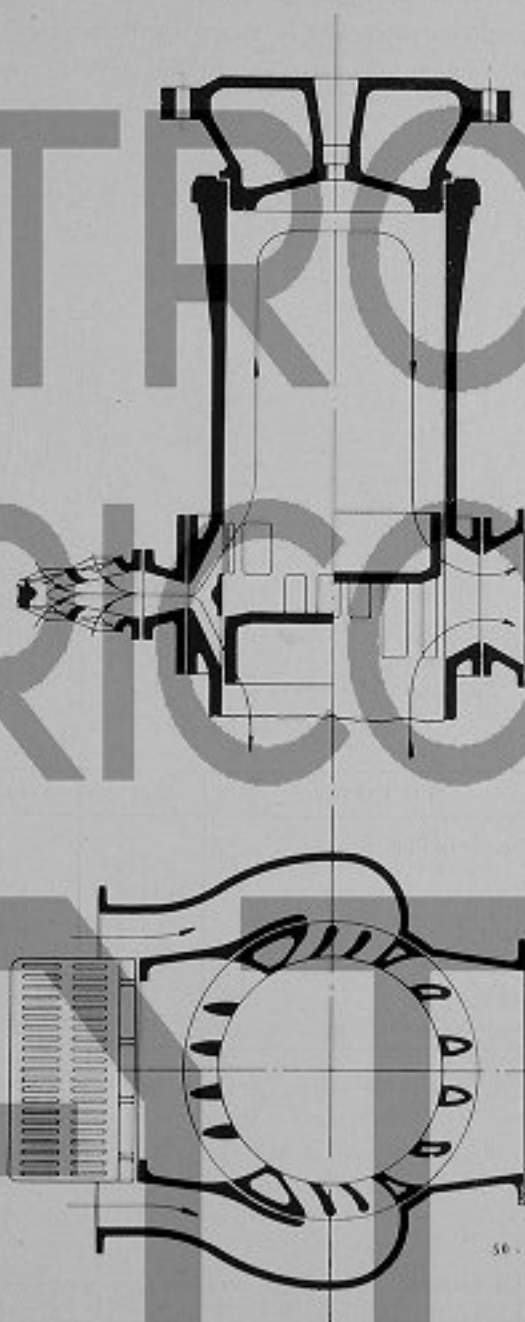


Fig. 6 - Sistema di lavaggio brevettato per i motori a doppio effetto di costruzione moderna

aderente in salita alla parte del cilindro, lasciando libera per la discesa la metà opposta del cilindro.

Si è inoltre di nuovo alzata l'altezza delle feri-

è stato ottenuto per approssimazione successiva in vari tentativi: ad esempio sui primi motori già costruiti secondo i vecchi sistemi, notevole miglio-

ramento si è avuto chiudendo le feritoie centrali di lavaggio, il che è stato sufficiente per modificare l'andamento del flusso dell'aria e permettere un ragionevole lavaggio nella parte alta dei cilindri, nei motori successivi lo stesso risultato si è ottenuto, come già detto, senza ridurre le sezioni

Con questi provvedimenti dai primi motori ad iniezione meccanica che avevano un consumo inferiore ai precedenti motori ad iniezione con aria, ma che riuscivano difficilmente a dare le stesse potenze di sovraccarico, si è giunto ai motori odierni ai quali è stato possibile aumentare pressioni medie e velocità di stantuffo notevolmente al di sopra di quanto si otteneva coi motori ad iniezione con aria, e migliorare il rendimento organico abbassando i consumi del combustibile in modo notevolissimo.

Oggi i motori mercantili a grande potenza a semplice effetto azionanti le proprie pompe di lavaggio possono essere usati normalmente per pressione media effettiva di $5 \div 5,2$ Kg/cm² e raggiungere pressioni medie effettive superiori ai 6 Kg/cm². La velocità normale di stantuffo è sui $5 \div 5,5$ m/sec per motori mercantili ed ha raggiunto i 9 m/sec sui motori veloci per applicazioni speciali.

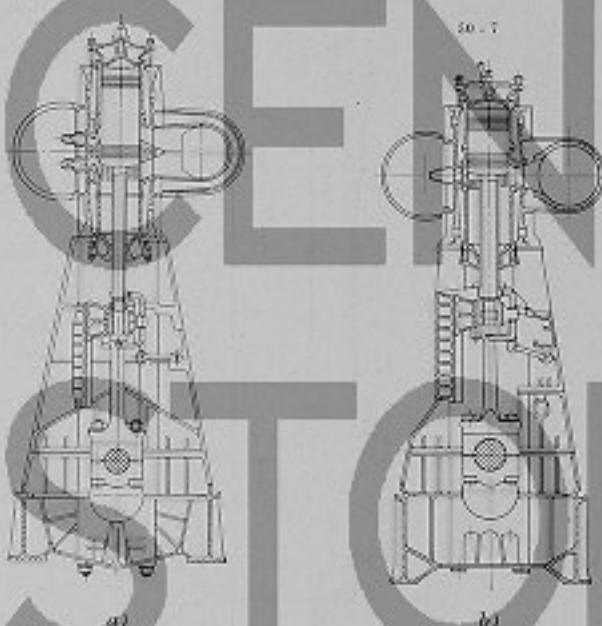
Il consumo di combustibile si è abbassato a meno di 160 gr/HP/h sui motori lenti e a $170 \div 180$ gr/HP/h sui motori veloci sempre per macchine complete azionanti le proprie pompe di lavaggio.

Nella figura 4 abbiamo riportato, sulla stessa scala, i profili di vari motori mercantili da noi costruiti nel periodo di tempo considerato; e abbiamo segnato sotto il riassunto delle prestazioni corrispondenti. Questa figura dà la misura del progresso realizzato: una notevole parte di esso è dovuta al lavoro compiuto sui dispositivi di lavaggio.

Nuovi studi ed esperienze

Lo sforzo diretto a migliorare la costruzione e il rendimento dei motori, attraverso nuovi tentativi ed esperimenti nei dispositivi di lavaggio ha portato negli ultimi anni a qualche ulteriore novità: è stata messa a punto una nuova disposizione di feritoie specialmente adatta ai motori a doppio effetto.

In questi motori era stata riprodotta finora la normale disposizione dei motori a semplice effetto: ogni lato di cilindro ha una propria valvola e una



MOTORE	a)	b)
Numero cilindri	6	8
Diametro mm.	640	680
Corsa mm.	1160	1200
Giri/l'	115	125
HP/Cil.	800	1000
p.m.e. Kg/cm ²	4,5	4,5
v.m.s. m/sec	4,45	5
Kg/HP	69	54
Anno di costruzione	1937	1948

Fig. 7 - Confronto tra due sezioni trasversali di motori a doppio effetto, con corsa circa eguale e con dispositivi di lavaggio realizzati rispettivamente secondo lo schema di cui alle fig. 5 e fig. 8

delle feritoie, mediante una diversa disposizione delle inclinazioni delle feritoie in piano orizzontale (fig. 3).

E' stato anche curato lo scarico dei gas combusti principalmente nel senso di aumentare e migliorare l'andamento della sezione a valle delle feritoie e di dare un maggior avviamento del collettore di scarico.

propria serie di feritoie di lavaggio e di scarico. Unica variante, destinata a ridurre l'altezza del cilindro, consiste nell'avere sagomato a gomito i condotti che ammettono l'aria nelle feritoie (fig. 5).

Il sistema di lavaggio proposto e brevettato per i motori a doppio effetto di nuova costruzione comporta invece (fig. 6):

a) una doppia serie di feritoie centrali di profilo analogo a quelle usuali, alimentati da una sola valvola di ammissione, e da un solo condotto a forma di Y ad asse orizzontale; la valvola si apre due volte per giro, e alimenta alternativamente, attraverso i due rami del condotto, le feritoie superiori ed inferiori. L'altezza del profilo superiore delle feritoie è quella normale, e supera quella del filo superiore delle feritoie di scarico di quanto è necessario per dare la necessaria sovralimentazione. Queste feritoie immettono l'aria verso l'alto, guidata dal profilo del condotto di ammissione e funzionano come quelle dei cilindri normali;

b) una serie di feritoie disposte sull'asse longitudinale del cilindro; esse sboccano nel cilindro in direzione orizzontale ed immettono due correnti d'aria convergenti verso la parte anteriore del cilindro, che si compongono in unico flusso verticale che accompagna quello prodotto dalle feritoie centrali. L'altezza delle feritoie orizzontali è di tanto inferiore a quella delle feritoie di scarico, quanto basta per avere all'atto della loro apertura, una pressione nel cilindro inferiore a quella dell'aria di lavaggio; esse sono quindi alimentate direttamente dal serbatoio dell'aria, senza intermediario di alcuna valvola. Le feritoie orizzontali alimentano alternativamente il cilindro superiore e quello inferiore.

Con questo dispositivo, come risulta dalla

fig. 7, dove sono confrontati due motori a corsa quasi uguale, si sono avuti i seguenti risultati:

a) riduzione dell'altezza del cilindro e dello stantuffo valutabile a circa il 60 % della corsa per i motori veloci e corsa corta (corsa/Ø — ca. 1,35) e del 40 % della corsa per i motori lenti a corsa lunga; ciò dà luogo ad una riduzione dal 9 al 6,5 % dell'altezza totale del motore e dal 12 al 8,5 % dell'altezza totale per lo smontaggio verticale dello stantuffo;

b) riduzione di peso del motore, pari a circa il 2,5 %;

c) corrispondente riduzione di costo, dovuta sia al minor peso, sia alla semplificazione costruttiva: le valvole di lavaggio dei cilindri sono ridotte a circa la quarta parte.

Efficienza di lavaggio e rendimento del motore sono rimasti pressoché invariati, con qualche vantaggio a favore del nuovo sistema.

Analogo dispositivo è stato anche applicato su motori a semplice effetto: in questo caso non si hanno variazioni di peso ed ingombro, bensì una certa semplificazione costruttiva che può essere vantaggiosa in qualche caso, permettendo fra l'altro una miglior costruzione del cilindro nei motori di non grande potenza.

Né con questa consideriamo la nostra opera finita; benché i risultati che noi otteniamo siano da considerarsi ottimi, sia in valore assoluto, sia in confronto con quelli che si hanno dai motori di altri costruttori.

Noi pensiamo che ulteriore studio e lavoro possano apportare altri miglioramenti, specialmente nel senso di aumentare le prestazioni massime e di conseguenza le prestazioni normali.

Dott. Ing. ROBERTO DE PIERI.

LA RULLATURA DEGLI ALBERI A GOMITI PER MOTORI DIESEL DI MEDIA E GRANDE POTENZA

Questo studio mette in evidenza il notevole aumento della resistenza a fatica che si ottiene negli alberi a manovella di medie e grandi dimensioni mediante appropriate operazioni di rullatura della superficie dei raccordi e dei perni e riferisce circa i metodi e le attrezzature usate a tale scopo.

Condizioni di sicurezza di funzionamento degli alberi a gomiti.

Uno degli organi più difficili da proporzionare in un motore a combustione è senza dubbio l'albero a manovella per tre motivi fondamentali è cioè:

- complessità delle sollecitazioni primarie a cui è sottoposto;
- concentrazioni locali di sforzi per effetto della sua forma caratteristica e obbligata;
- sollecitazioni aggiuntive e spesso mal definibili a priori dovute ad eventuali difetti di allineamento ed alla presenza di oscillazioni torsionali, flessionali e assiali, a irregolarità nelle pressioni dei cilindri ecc.

Noi desideriamo occuparci nel presente studio non del problema generale del proporzionamento degli alberi, ma del proporzionamento e del comportamento pratico della famiglia abbastanza omogenea degli alberi a manovella dei motori Diesel di medie e grandi dimensioni, (vedi fig. 1) cioè degli alberi aventi diametri dei perni da 250 a 600 mm costruiti in acciaio al carbonio o debolmente legato, fucinati in un solo pezzo, oppure

semicomposti con colli a C in acciaio fucinato o fuso.

Tutti questi alberi essendo destinabili a motori marini, sono proporzionati secondo le regole, praticamente uniformi, dei Registri di Classifica Navale, cioè secondo regole semiempiriche, nelle quali si tiene conto in partenza di pochi parametri quali il diametro, la corsa, l'interasse, il numero dei cilindri, la pressione massima del ciclo, il numero dei giri, il carico di rottura del materiale.

All'atto pratico questo sistema di proporzionamento si è dimostrato ottimo, né potrebbe essere altrimenti, giacché è il frutto di una lunga esperienza, iniziata oltre un secolo fa con gli alberi a manovella delle grosse motrici alternative a vapore, perfezionatisi durante questi ultimi 50 anni di sviluppo del motore Diesel. Naturalmente le sollecitazioni primarie, cioè quelle dovute al momento torcente e agli sforzi di flessione, risultano con questo sistema di calcolo molto basse.

Simili premesse di calcolo ed il fatto che i casi di rottura di alberi sono poco frequenti e quasi sempre giustificabili o da difetti nel materiale o da accidentale presenza di sollecitazioni anormali

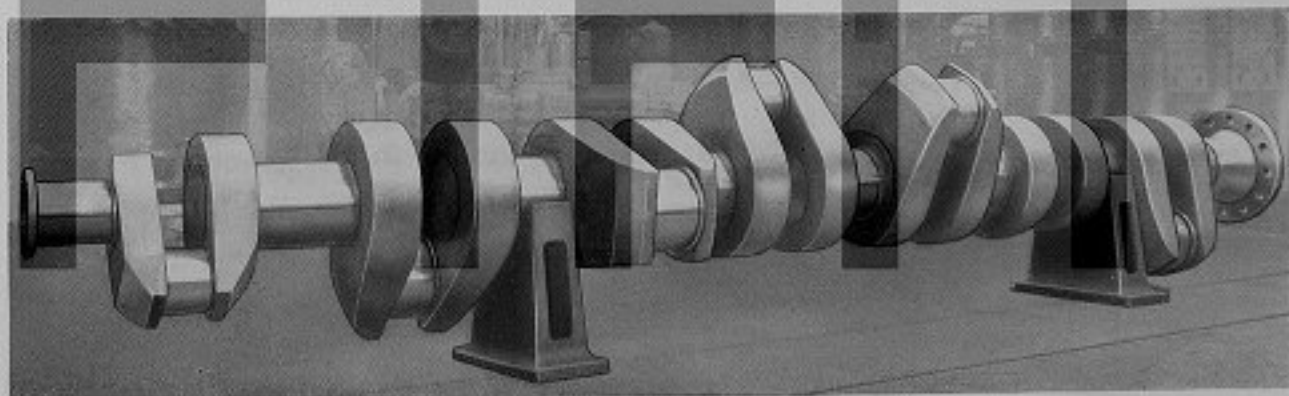


Fig. 1 - Albero a gomiti di grandi dimensioni per motore Diesel di 3600 HP

di flessione o di torsione, avevano per molto tempo diffusa la sensazione che il margine di sicurezza dell'albero così proporzionato fosse notevole e quindi tale da offrire una notevole garanzia rispetto alla maggior parte degli eventuali - e spesso indeterminati - sforzi aggiuntivi a cui si è fatto cenno. Tale opinione ottimista si è però attenuata in questi ultimi anni sia per la più esatta definizione teorica degli sforzi a cui gli alberi a manovella sono soggetti, sia soprattutto in seguito ai rilievi tensiometrici ed agli studi circa la diminuzione del limite di fatica in relazione all'aumento delle dimensioni geometriche dei pezzi.

Va poi da sé che accanto a questi motivi, in certo qual modo teorici, ha agito, potentemente, anche l'interesse pratico di evitare i casi di rottura degli alberi, casi le cui conseguenze sono di una gravità tale da giustificare l'adozione di ogni mezzo atto a garantire un aumento del coefficiente di sicurezza.

Tralasciamo per il momento di parlare delle indagini riguardanti la più precisa calcolazione degli sforzi in un albero a manovella, poichè contiamo tra breve di tornare sull'argomento con uno studio particolare ed approfondito. Ci limitiamo perciò a considerare soltanto le due cause preminenti che riducono la resistenza a fatica dell'albero e cioè il « coefficiente di forma » e l'« effetto grandezza ».

La forma contorta e complessa dell'albero provoca una notevole disuniformità nella distribuzione effettiva delle tensioni: infatti dove vi sono brusche variazioni di direzione e sezione, come ad esempio nei raccordi tra perni e maschette, si manifestano delle tensioni che possono essere da 2 a 4 volte maggiori delle tensioni esistenti in corrispondenza delle zone dove la forma è sensibilmente costante come per esempio al centro dei perni.

Analoghe concentrazioni, ed in misura non di rado maggiori, si hanno attorno ai fori di lubrificazione, tuttora indispensabili negli alberi dei motori più piccoli e viceversa da noi soppressi da parecchi anni sugli alberi di medie e grandi dimensioni dove la lubrificazione dei cuscinetti di testa di biella avviene mediante olio che scende dalla biella.

Il secondo fattore, l'effetto grandezza, è caratteristico dei fenomeni di fatica e consiste nel fatto che la resistenza a fatica di un determinato pezzo diminuisce con l'aumentare delle sue dimensioni.

Ad avvalorare questa affermazione riportiamo alcuni dati sperimentali ottenuti dal Lehr, il quale

per esempio mise in evidenza come in prove di fatica a flessione rotante una barra di acciaio tipo C 30 UNI ($R = 55 \div 65 \text{ kg/mm}^2$) del diametro di 7 mm resista sino a sollecitazioni di $\pm 27 \text{ kg/mm}^2$, mentre una barra di $\varnothing 165 \text{ mm}$ si rompa per valori di $\pm 18 \div 19 \text{ kg/mm}^2$.

Pertanto passando da $\varnothing 7$ a $\varnothing 165$ si ha un abbassamento del limite di fatica a flessione rotante del 33%.

I risultati riportati si riferiscono a provini lisci; su provini intagliati l'effetto grandezza è ancora

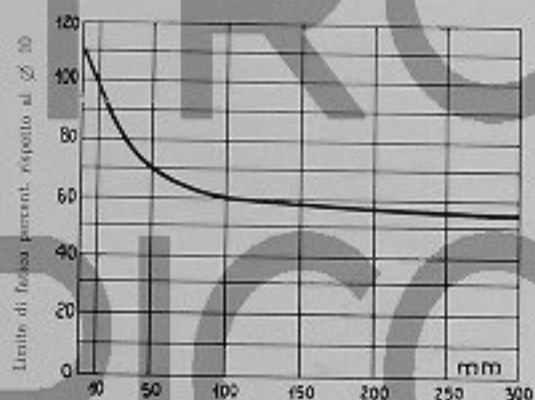


Fig. 2 - Influenza del diametro sul limite di fatica a flessione e a torsione

più sentito poichè è risultato che in tal caso passando da 7 a 165 mm di $\varnothing$ il limite di fatica a flessione rotante per un determinato intaglio si abbassa da ± 15 a $\pm 6 \text{ kg/mm}^2$.

Basandosi su questi e altri valori sperimentali il Lehr ha tracciato per il dimensionamento di organi meccanici la curva di fig. 2, che rappresenta la legge della diminuzione del limite di fatica in funzione del $\varnothing$, sia per sollecitazioni di flessione che di torsione.

In particolare il Lehr ha pure fatto delle esperienze su alberi a gomito, in grandezza naturale, trovando, come, si vede dalla fig. 3, che un albero in acciaio tipo C 30 UNI con perni di 245 mm di $\varnothing$ ha un limite di fatica a torsione di soli $\pm 4,3 \text{ kg/mm}^2$.

Questo valore rappresenta la sollecitazione nominale dell'albero, cioè quella che si ottiene dividendo il momento torcente per il modulo di resistenza dei perni.

A tale valore corrisponde in realtà una sollecitazione nei raccordi di circa 8 kg/mm^2 per un valore di concentrazione uguale a $\pm 1,8 \div 2$.

Tale sollecitazione paragonata con i $\pm 15 \div 18$ kg/mm² di resistenza a fatica a torsione di un provino liscio dello stesso materiale, ma con un ϕ di 10 mm, corrisponde appunto con buona approssimazione, alla legge rappresentata dalla curva della fig. 2.

Estrapolando quindi questa curva fino a ϕ di 500 mm si vede che, rispetto al valore di $\pm 4,3$ kg/mm², occorre scendere ancora del $5 \div 10\%$, ciò che vuol dire che per gli alberi a gomito di grandi dimensioni in acciaio C. 30 UNI il limite

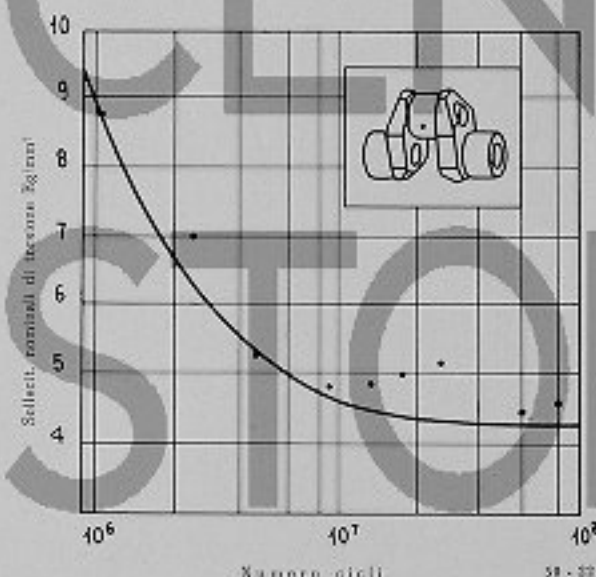


Fig. 3 - Curve di Wohler per sollecitazione a torsione di un tronco di albero a gomiti con perni di 245 mm di diametro (Lehr)

di fatica riferito alla sollecitazione nominale sui perni si aggira intorno ai ± 4 kg/mm².

Come si vede un simile valore è tutt'altro che elevato e rappresenta infatti solo il $12 \div 15\%$ del carico al limite di snervamento e ciò spiega la nostra preoccupazione di migliorare al massimo le condizioni di lavoro degli alberi a manovella in funzione dei seguenti fattori:

a) aumentandone le dimensioni, specialmente in quei casi in cui ciò è utile per eliminare dal campo di funzionamento possibili velocità critiche torsionali;

b) disegnandoli nel modo più razionale, in base alle esperienze nostre e a quanto è conosciuto su esperienza di terzi al fine di ridurre le concentrazioni locali di tensione;

c) scegliendo in ogni caso il migliore materiale compatibile con le particolari esigenze dimensionali, specie a riguardo delle sue qualità nei compiti della resistenza alla fatica.

d) riducendo al minimo, compatibilmente col rendimento termico della macchina, le pressioni massime di combustione.

Malgrado tutti questi accorgimenti il coefficiente di sicurezza degli alberi di notevoli dimensioni, per i quali l'impiego di materiali pregiati e la scelta della forma è strettamente limitata da questioni di carattere tecnologico, ha continuato ad essere relativamente basso per cui si è sentita la necessità di ricorrere a qualche nuovo mezzo per ottenere un ultimo progresso.

A questo fine noi ci siamo avviati sulla strada di migliorare le caratteristiche di resistenza a fatica del materiale in tutte quelle zone maggiormente sollecitate, in modo da rendere l'albero a gomito all'incirca ugualmente resistente in tutte le sue parti rispetto alle sollecitazioni che le stesse parti effettivamente debbono sopportare.

Per ottenere questo scopo abbiamo studiato e messo a punto un sistema di rullatura superficiale che, per alberi di grandi e medie dimensioni, non ci risulta sia stato impiegato fin ora e che abbiamo pertanto brevettato.

Generalità sulla rullatura e dati di resistenza a fatica.

E' noto già da tempo che lo schiacciamento a freddo delle superfici metalliche e dell'acciaio in particolare dà luogo ad un notevole miglioramento della resistenza a fatica.

Tale schiacciamento si può ottenere in pratica con operazioni di pallinatura o di rullatura; entrambi largamente usati nelle costruzioni automobilistiche ed aeronautiche ed anche da noi stessi in vari pezzi importanti dei nostri motori.

Tali trattamenti superficiali vengono eseguiti nel primo caso mediante un getto di sferette di acciaio lanciate a grande velocità contro il pezzo e nel secondo caso mediante il rotolamento di un rullo opportunamente caricato e dotato di un movimento di avanzamento e di rotazione rispetto al pezzo.

Essi migliorano la resistenza a fatica del pezzo creando uno strato di materiale in condizioni particolarmente adatte per resistere a sollecitazioni alternate sia di flessione che di torsione.

In queste zone il materiale compresso plastica-

mente subisce una deformazione permanente del reticolo cristallino con conseguente aumento di durezza, come se fosse stato soggetto ad una laminazione a freddo. Inoltre lo strato di materiale così deformato radialmente ha tendenza ad espandersi assialmente e circonferenzialmente; questa espansione però non può avvenire liberamente perchè impedita dalla parte interna non rollata a cui lo stato esterno di materiale rollato aderisce.

Si generano così sullo strato esterno deformato plasticamente delle tensioni residue di compressione circonferenziali e longitudinali. Queste tensioni residue si sovrappongono naturalmente alle tensioni di esercizio del pezzo, modificandone la distribuzione e l'entità dei valori massimi.

Quale di questi due fattori, aumento della durezza e tensioni residue, abbia valore preponderante sull'aumento della resistenza a fatica dei pezzi rollati è difficile dire in quanto i pareri di numerosi sperimentatori sono contrastanti come del resto è in buona parte oscura l'interpretazione dei fenomeni di fatica.

E' positivo però che un aumento considerevole di resistenza è stato riscontrato da tutti nelle prove di fatica sia di pezzi rollati che pallinati.

Fra i due sistemi bisogna notare che la pallinatura è stata usata finora con profitto solo su pezzi di dimensioni relativamente piccole. Per i grandi organi di macchine è probabile che il suo effetto essendo piuttosto superficiale non sia molto sensibile, per cui nella soluzione del nostro problema abbiamo preso in considerazione solo la rollatura.

L'aumento della resistenza a fatica dovuto alla rollatura è particolarmente forte nel caso della flessione e può superare anche il 100 %: i dati sperimentali relativi sono stati ricavati operando sia su provini di piccolo che di medio diametro (fino ad un massimo di circa 250 mm). Nel caso della torsione l'aumento della resistenza a fatica in base ai pochi dati reperibili nella letteratura tecnica, risulta minore ma sempre notevole potendo arrivare al 50-60 %. In tal caso però i risultati sperimentali sono stati ricavati operando su provini di diametro relativamente piccolo (fino a circa 50 mm).

Nei laboratori della FIAT Grandi Motori sono state intraprese recentemente delle prove di fatica a torsione, sollecitando su un vibratore dei provini intagliati di 100 mm di diametro.

Il materiale usato in queste prove era un acciaio al carbonio con $R = 50 \text{ kg/mm}^2$. La forma

dei provini e le modalità dell'esecuzione della rollatura sono quelle indicate sullo schizzo della fig. 4.

I provini così rollati hanno resistito ad una sollecitazione alternata di torsione di $\pm 10,5 \text{ kg/mm}^2$ in confronto con i $\pm 6,5 \text{ kg/mm}^2$ dei provini non rollati. Questi primi risultati sono confortanti e

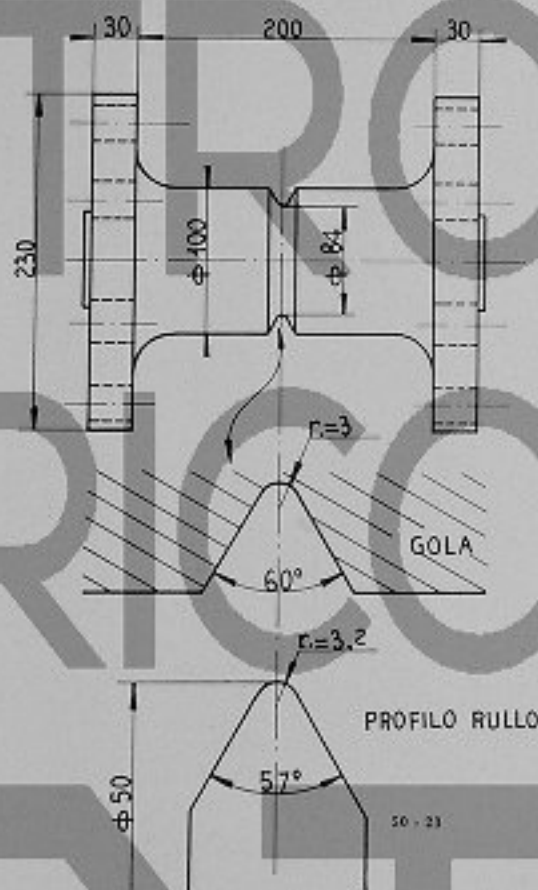


Fig. 4 - Provino per prove di fatica a torsione alternata e caratteristica del rullo - Carico sul rullo: 3000 Kg

confermano gli aumenti di resistenza già trovati su provini di diametro inferiore.

Per quanto riguarda la rollatura molto vorremmo dire circa i vari fattori che intervengono nella sua esecuzione pratica: forma del rullo, pressioni specifiche fra rullo e pezzo, avanzamento, velocità e numero di passate, profondità dello strato, rollato, ecc. Però data la complessità dei legami che vincolano fra loro tutti questi fattori e quindi l'ampiezza che prenderebbe una esposizione sistematica dei nostri studi, dobbiamo limitarci agli elementi conclusivi e soprattutto segnaliamo l'importanza che ha una scelta opportuna di essi al

fine di ottenere una rullatura veramente efficace. Naturalmente questa scelta dovrà tener conto della forma e delle dimensioni del pezzo da rullare anche in relazione alle difficoltà tecnologiche di esecuzione. Da quel che si è detto è ovvio dedurre che la rullatura si presta bene ad aumentare la resistenza a fatica dei pezzi in rispondenza di quelle zone in cui si hanno concentrazioni di sforzi come ad esempio gole, raccordi, filettaggi, ecc.

Infatti se su un certo raccordo si ha un fattore di concentrazione uguale a 2,5 e se con la rullatura si può aumentare del 60 % la resistenza a

limite di fatica. In linea di massima questa diminuzione di resistenza è attribuibile a tre fattori e cioè: effetto intaglio dovuto alla forte variazione di sezione tra perno e collare, sovrapposizione delle tensioni di calettamento alle tensioni di lavoro, probabile alterazione della superficie del perno dovuta allo scorrimento reciproco (martellamento e corrosione di accoppiamento) durante il funzionamento delle superfici di contatto fra perno e collare.

Per gli alberi a gomito semicomposti il collare è rappresentato dalla mascherina calettata sul perno di banco.

Mentre però nel caso della flessione tutti e tre i su menzionati fattori contribuiscono direttamente ad abbassare il limite di fatica del pezzo, nel caso della torsione interviene probabilmente in forma diretta solo il primo di essi, cioè l'effetto intagliato. Quindi l'effetto del calettamento sarà meno sfavorevole alla resistenza a torsione che non a flessione. Tuttavia sarà certamente sensibile anche per la torsione poichè dei tre fattori l'effetto intaglio è quello che ha peso maggiore.

I dati sperimentali a disposizione per il momento riguardano quasi esclusivamente la flessione e danno in tal caso una diminuzione del limite di fatica in seguito all'effetto di calettamento uguale a circa il 50 % rispetto al pezzo liscio.

Se però, prima del calettamento, la zona del perno in corrispondenza del collare viene opportunamente rullata si può riportare il limite di fatica al valore primitivo.

Ricerca del grado di rullatura in relazione alla dimensione dei pezzi.

Prima di procedere alla rullatura degli alberi si sono eseguite numerose prove su provini aventi le stesse dimensioni e dello stesso materiale degli alberi. Ciò è stato fatto per mettere a punto le attrezzature e per determinare la forma dei rulli, le pressioni, gli avanzamenti, il numero di passate più adatte nei vari casi. Allo scopo di controllare l'effetto della rullatura, i vari provini rullati furono sezionati in modo da poter controllare l'aumento di durezza provocato dalla rullatura a varie profondità partendo dalla superficie.

Le superfici su cui furono effettuati i controlli della durezza furono lavorate e lisce avendo cura di non provocare alcun incrudimento di lavorazione. Le durezze furono misurate con la prova Vickers lungo una linea normale alla superficie

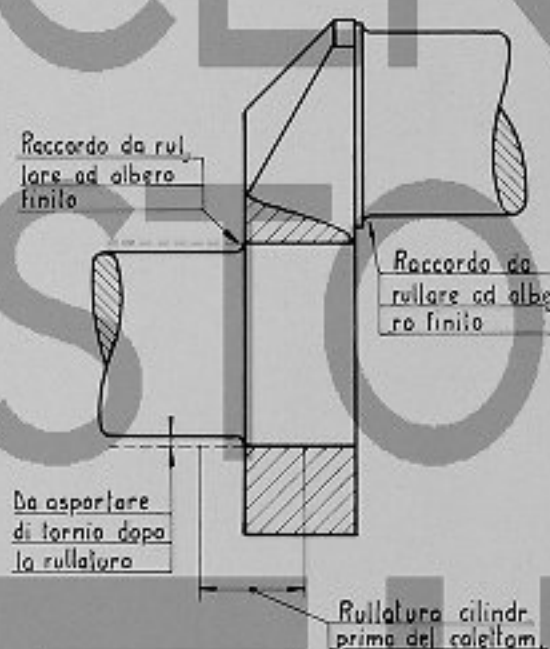


Fig. 5 - Zone da rullare su un albero a gomiti semicomposto

fatica in corrispondenza dello stesso raccordo, è chiaro che ciò equivale a ridurre il fattore di concentrazione da 2,5 a 1,55 e quindi avvicinarsi alla condizione ideale di solidi ad uniforme resistenza.

Per gli alberi a gomito le parti su cui è opportuno eseguire la rullatura sono come già visto, i raccordi dei perni di banco e di manovella e dei fori di lubrificazione, se ci sono; oltre a questi nel caso degli alberi semicomposti è conveniente fare anche una rullatura preliminare dei perni di banco in corrispondenza della zona di calettamento (fig. 5).

E' noto infatti che il calettamento di un collare su di un albero ne diminuisce notevolmente il

rullata; quindi su un sistema di assi si riportarono gli aumenti percentuali di durezza rispetto alla durezza del materiale base in funzione della distanza dalla superficie, dando origine ai diagrammi riportati poco oltre.

Come criterio per valutare la giusta o per lo

tensione, dovute per esempio al calettamento di un collare, viene rullato in modo da spingere l'effetto della rullatura ad una profondità uguale ad almeno $1/16 \div 1/20$ del diametro, quel pezzo si comporta nelle prove di fatica come un pezzo liscio, cioè la rullatura elimina praticamente l'effetto della

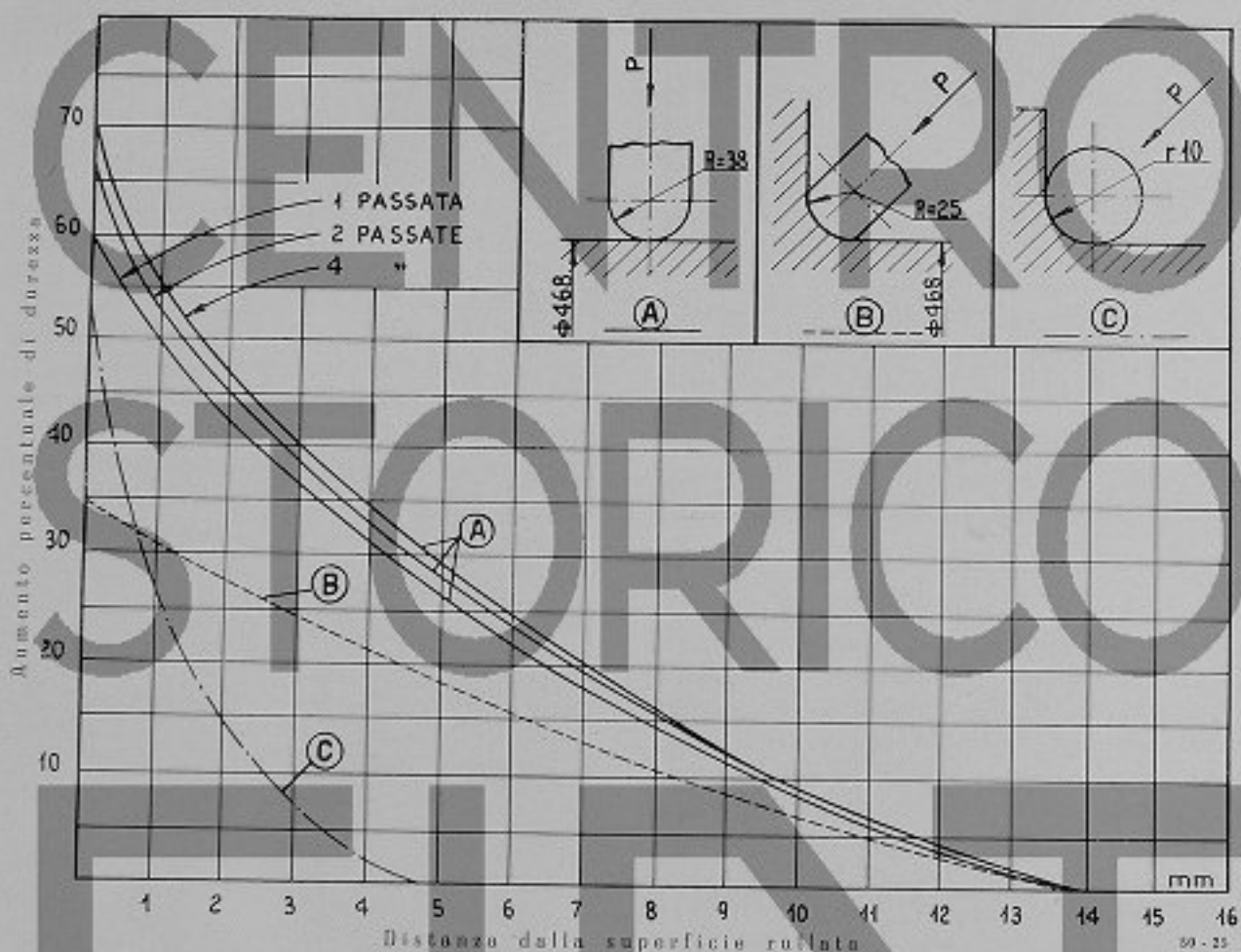


Fig. 6 - Risultati sperimentali di rullatura su un acciaio con $R = 45 \div 55 \text{ Hg/mm}^2$

meno sufficiente profondità di penetrazione e il sufficiente aumento di durezza dovuto alla rullatura in rapporto all'aumento di resistenza a fatica, ci si è serviti dei dati ottenuti per estrapolazione dai risultati sperimentali reperibili nella letteratura tecnica o nostri e che, come si è già detto, sono molto numerosi per quanto riguarda provini di piccole dimensioni, ma scarseggiano per i pezzi di diametro medio e mancano del tutto per pezzi di grande diametro.

In linea di massima per i pezzi di diametro piccolo e medio (fino a 250 mm) si può però dire che se un pezzo soggetto a concentrazione di

concentrazione di tensione dovuto al calettamento. Poiché come si è già detto, l'effetto del calettamento diminuisce di circa il 50 % il limite di fatica a flessione, si deduce che la rullatura in tal caso aumenta del 100 % la resistenza dei pezzi.

Su un pezzo liscio la stessa rullatura, sempre per sollecitazione di flessione, produce un aumento che invece si aggira solo sul 15-30 %.

Per i pezzi di grande diametro bisogna considerare che per raggiungere profondità di rullatura proporzionali ai diametri bisogna aumentare i carichi, con rulli geometricamente simili, in ragione

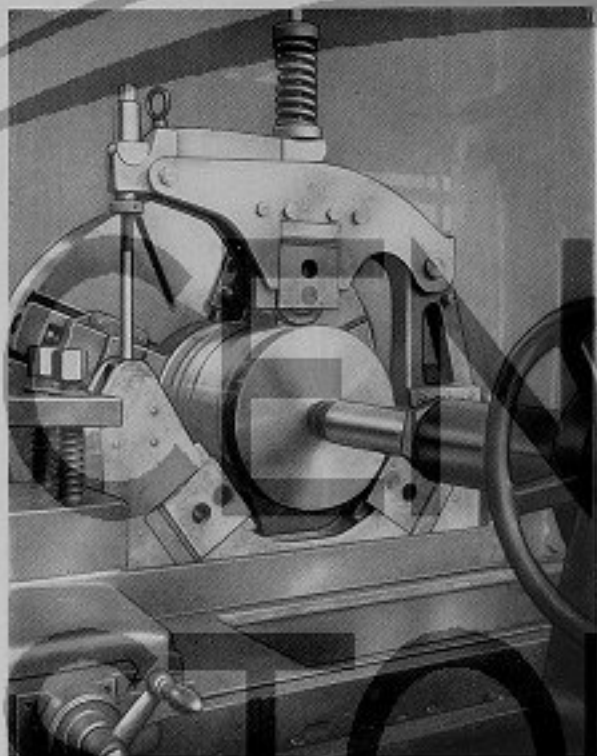


Fig. 7 - Attrezzo per la rullatura cilindrica 20-25

aumento di durezza. L'attrezzo usato per questa rullatura permette però un ulteriore aumento dei carichi per cui si potranno raggiungere aumenti di durezza e profondità anche maggiori. La riduzione del diametro del perno di ~ 500 mm in seguito a questa rullatura è stato di qualche decimo di mm sul diametro.

La rullatura dei raccordi effettuata con rulli di forma ha dato il risultato di cui al diagramma tratteggiato della fig. 6; ritenendo però troppo basso l'aumento di durezza in questo caso, si è in seguito aumentato il carico sui rulli e pertanto i risultati definitivi devono considerarsi sensibilmente superiori a quelli riportati sul diagramma.

Diamo infine il risultato della rullatura di un raccordo eseguita con sfere anziché con rulli (diagramma a tratti e punti della fig. 6). Il diagramma riportato si riferisce alla rullatura di un provino con un raccordo di 10 mm di raggio. L'aumento di durezza ottenuto può considerarsi soddisfacente mentre la profondità è piuttosto bassa. Pertanto questo sistema, non essendo praticamente possibile un ulteriore aumento dei carichi, non fu adottato in pratica.

del quadrato del diametro: pertanto per avere sui perni degli alberi di grandi dimensioni profondità di rullatura uguali a $1/16$ del diametro si dovrebbero adottare carichi difficilmente realizzabili. Però nel caso nostro siccome anche l'aumento di un 30-40 %, del limite di fatica degli alberi costituirebbe già un risultato più che soddisfacente, e siccome la rullatura viene effettuata sempre in corrispondenza di zone dove si hanno forti concentrazioni di tensione, si deduce che non occorre spingere la rullatura fino a profondità dell'ordine di $1/16$ del $\varnothing$. Si potrà al massimo considerare questa misura come valore limite per gli alberi medi e considerare come profondità minima di rullatura per i grandi diametri valori corrispondenti ad $1/30$ del diametro.

Tenendo conto dei principi su esposti si è proceduto alla esecuzione della rullatura; dopo diverse prove i risultati raggiunti con gli attrezzi descritti poco oltre, sono riportati qui di seguito.

Per la rullatura cilindrica dei perni di banco sono indicati nel diagramma della fig. 6 gli aumenti percentuali di durezza in funzione della profondità ottenuti con 1-2-4 passate. Come si vede dopo la prima passata non si ha un sensibile ulteriore

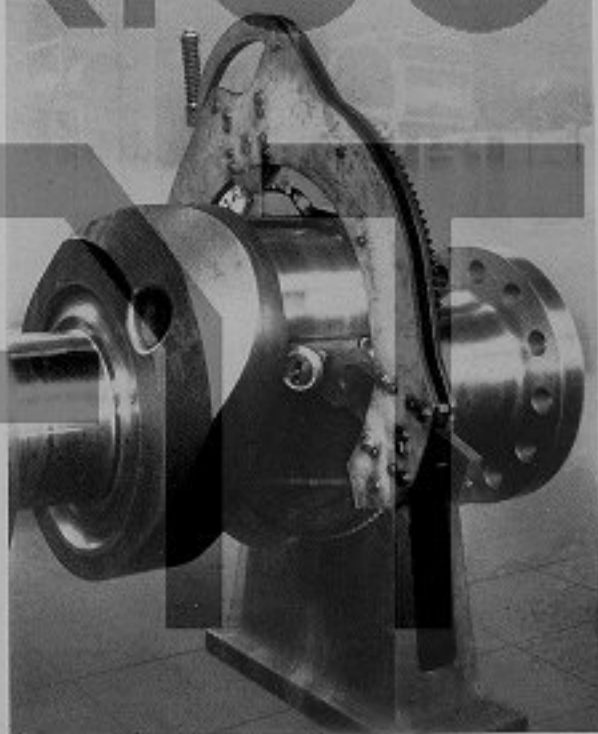


Fig. 8 - Attrezzo per la rullatura di forma dei raccordi 26-27

Esecuzione pratica della rullatura.

La rullatura degli alberi semi-composti imponeva la soluzione di due problemi tecnologici e cioè: rullatura di superfici cilindriche e rullatura di raccordi di forma e ampiezza diverse.

Il primo problema, cioè la rullatura cilindrica, fu risolto adottando l'attrezzo di cui alla fig. 7.

Esso è essenzialmente costituito da un supporto per il fissaggio del carrello lateralmente alla torretta dalla parte della testa della macchina e da un corpo portante i tre rulli di lavoro. Questa disposizione e la forma della parte superiore dell'attrezzo permettono di montare facilmente il perno sul tornio e di tornirlo almeno per metà dalla parte della contropunta.

Si avvicinano poi i rulli al perno agendo sul tirante e, applicato il carico mediante una molla ed un gioco di leve fino al valore voluto, si esegue la rullatura della parte già tornita.

Girato poi il perno si può continuare la tornitura e quindi la rullatura dell'altra estremità. Nella rullatura il diametro del perno diminuisce di qualche decimo di mm; altrettanto si asporta nella successiva operazione di rettifica a diametro esatto.

Per i raccordi invece si possono adottare tre diverse soluzioni e cioè: rullatura di forma con un rullo il cui profilo copii quello del raccordo, rullatura con un rullo di più modeste dimensioni da far rotolare successivamente su tutta l'ampiezza del raccordo mediante opportuno avanzamento, ed infine rullatura con sfere. Il primo richiede l'applicazione di forze notevoli sui rulli per ottenere la necessaria pressione specifica fra rulli e pezzi data la notevole ampiezza dei raccordi e quindi della superficie di contatto, il secondo richiede un attrezzo piuttosto complesso data la necessità di disporre di un dispositivo di avanzamento del rullo. Comunque dopo una lunga serie di prove effettuate per attrezzi di vario tipo si arrivò alla conclusione di adottare per i raccordi la rullatura di forma, che fra le due si è dimostrata la più conveniente.

Il terzo sistema di facile applicazione ma di limitata efficacia, come si è già visto, per i pezzi di grande dimensione non fu preso praticamente in considerazione.

Poiché la nostra non è una lavorazione di serie ci si è orientati verso tipi universali di attrezzature adatte per tutta la gamma dei nostri motori medi e grandi, cioè per perni da 250 a 600 mm di $\varnothing$.

Mentre, come si è già detto, la rullatura della parte cilindrica viene eseguita sul tornio abbinandola alla tornitura di preparazione per la rettifica, quella dei raccordi si è preferito farla, per gli alberi medi e grandi, ad albero fermo facendo ruotare l'attrezzo mediante una catena comandata da un motoriduttore. Inizialmente venne usato lo stesso attrezzo, opportunamente modificato, costruito per la rullatura della parte cilindrica.

In seguito ne venne costruito uno più pratico che ha pressapoco la forma di un ferro di cavallo con le due estremità collegate da un tirante (fig. 8).

Le leggere crescite di materiale che si producono necessariamente ai lati della parte rullata, con conseguente inaccettabile aumento del diametro del perno, vengono agevolmente asportate con l'aiuto di un semplice attrezzo.

Per gli alberi di media grandezza, di solito di pezzo, è allo studio un attrezzo che permette la rullatura dei raccordi sul tornio prima della finitura dell'albero.

Il procedimento di rullatura è stato messo a punto e passato alla pratica industriale soltanto da poco tempo, ed occorrerà un tempo abbastanza lungo per giudicare se esso darà in pratica i risultati che da esso ci attendiamo.

I primi risultati, per quanto non ancora definitivi di alberi a gomito rullati ed applicati in condizioni di funzionamento relativamente difficile, sembrano fino ad oggi incoraggianti e tali da ricompensare il notevole lavoro preparatorio compiuto.

Ingg. SIMONETTI - SAETINI.

BIBLIOGRAFIA.

Lehr und Ruef - Motortechnische Zeitschrift - 1943, vol. 5, pag. 249.

Lehr - Werft - Rederei - Hafen - Maggio 1943.

Horger - Transactions A. S. M. E. - 1935, pagine A 126-136.

Horger and Maubetsch - Transactions A. S. M. E. - 1936, pagg. A 91-98.

Thum und Bautz - Forschung - Maggio-Giugno 1935, pag. 121.

Bandow - Deutsche Kraftfahrtforschung - Heft 14.
Timoshenko - Institutions of Mechanical Engineers - Proceed. W. E. I., pag. 163.

Thum und Bautz - Steigerung der Dauerhaltbarkeit von Formelementen durch Kaltverformung. V. D. I. - Verlag G. M. B. H.

Lehr - Stahl und Eisen - Ottobre 1941.

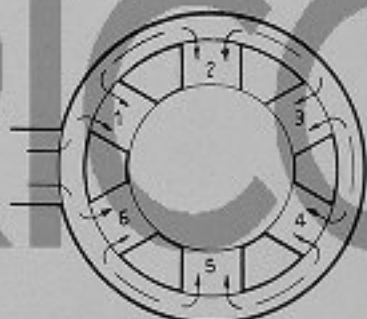
PROVE SPERIMENTALI DI EQUILIBRAMENTO E DI PRERISCALDAMENTO DELL'ARIA SU UN CUBILOTTO DI DIAM. 900 mm

Memoria vincitrice del Concorso Olivo 1949 bandito da « La Metallurgia Italiana » e presentata come Memoria Italiana di scambio al Congresso Internazionale di Fonderia del 1949, ad Amsterdam.

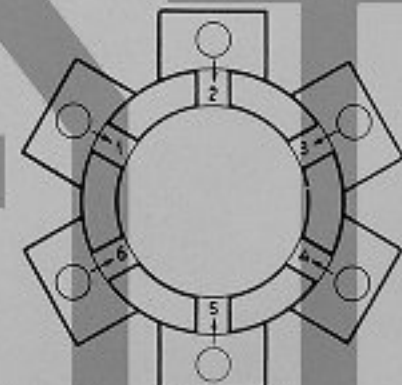
Viene dato il resoconto di una serie di prove pratiche eseguite allo scopo di migliorare il rendimento dei normali cubilotti in uso nella nostra fonderia mediante un appropriato sistema di alimentazione e preriscaldamento dell'aria a basse temperature (150°).

Queste prove hanno permesso di constatare l'efficacia di tali innovazioni - suggerite da tempo da parecchi autori - ed hanno portato a qualche ulteriore perfezionamento di cui si dà notizia.

Si trovarono così delle differenze notevoli tra ugello e ugello, come dal seguente prospetto:



UGELLO	1	2	3	4	5	6
VELOCITÀ m/min	547	603	637	636	749	534



UGELLO	1	2	3	4	5	6
VELOCITÀ m/min	557	545	625	560	545	555

50-8

Fig. 1 - Determinazione della velocità dell'aria in ogni ugello del cubilotto: in alto, prima dell'equilibratura; in basso, dopo l'equilibratura

ESPERIMENTI

SULL'EQUILIBRAMENTO DELL'ARIA

Gli esperimenti di equilibramento dell'aria furono compiuti su un cubilotto di diametro interno 900 mm, dotato di 6 ugelli rettangolari disposti su due ranghi.

La condotta dell'aria penetrava perpendicolarmente nella cassa a vento in modo che era logico pensare che gli ugelli non si trovassero tutti nelle medesime condizioni di alimentazione (ved. fig. 1). Per appurare questa congettura si determinarono le velocità dell'aria allo sbocco degli ugelli nell'interno del cubilotto vuoto con un piccolo anemometro a elica Salmoiraghi (ved. fig. 2).

La medesima determinazione fatta su un altro cubilotto gemello, che poi si lasciò invariato per

N. ugello	Velocità m/min		
1	547	560	565
2	603	580	595
3	887	850	830
4	686	703	710
5	749	752	750
6	534	520	510

avere un termine di confronto per il funzionamento, riconfermò la distribuzione irregolare delle velocità negli ugelli:



Fig. 2 - Anemometro usato per la determinazione della velocità dell'aria

Si spiega così come il centro di fusione possa spostarsi e di conseguenza l'erosione del refrattario

N. ugello	Velocità m/min
1	657
2	450
3	942
4	750
5	564
6	464

presentarsi più profonda in una zona piuttosto che in un'altra, quando si operi con un cubi-

lotta in cui non sia curata la distribuzione del vento.

I Sigg. Taft e Hallett nella loro memoria presentata nel Congresso di Birmingham del 1946

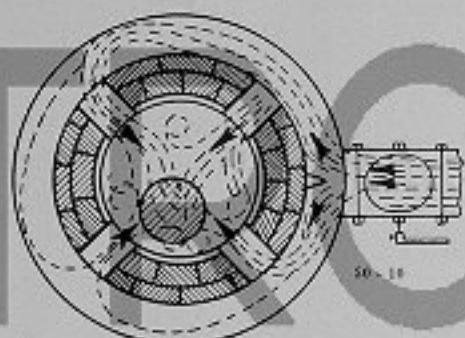


Fig. 3 - Irregolarità della distribuzione dell'aria nella cassa a vento di un cubilotto (secondo le esperienze di Taft e Hallett)

danno appunto una rappresentazione grafica di questa alimentazione irregolare con il conseguente spostamento del centro di fusione (ved. fig. 3).

Si modificò allora la distribuzione dell'aria agli ugelli sottraendoli all'alimentazione diretta della cassa a vento, elevando questa e servendo gli ugelli ognuno con una condotta indipendente verticale.

Con questa alimentazione indiretta veniva regolarizzata la ripartizione dell'aria e nello stesso tempo veniva data la possibilità di controllare la velocità e la pressione dell'aria in ogni ugello e di intervenire quindi con la manovra di apposita farfalla (ved. fig. 4).

In fig. 5 si vede l'apparecchiatura di controllo costituita da un tubo di Pitot collegato a un micromanometro differenziale fatto costruire « ad hoc ».

Con questa misura non si veniva a sapere con esattezza il valore assoluto della velocità dell'aria nella condotta, ma curando che tutti gli apparecchi fossero posti nelle medesime condizioni di funzionamento si potevano cogliere le eventuali differenze tra condotta e condotta.

A cubilotto vuoto si fece poi la determinazione della velocità all'uscita degli ugelli, con il solito anemometro.

Come si vede dal prospetto, si è ottenuta una pressoché perfetta regolarizzazione delle velocità:

N. ugello	Velocità m/min
1	557
2	545
3	525
4	560
5	545
6	555

Si esaminò poi il comportamento a forno in funzione.

Naturalmente le cose cambiarono.

damento, riducendo il volume man mano che aumenta la contropressione.

Sperimentalmente si osservò appunto che mentre all'inizio della fusione, la pressione e la velocità erano uguali in tutti gli ugelli, coll'andar del tempo la distribuzione veniva alterata, poiché diminuiva la velocità dell'aria nell'ugello che accusava un aumento di pressione, per un principio di intasamento.

Si notò però che generalmente questo squilibrio si spostava da ugello a ugello assecondando le fasi di otturazione degli stessi in modo che presumibilmente il centro di fusione non veniva stabilmente spostato in una certa direzione, ma vagava tutt'attorno alla zona di fusione.

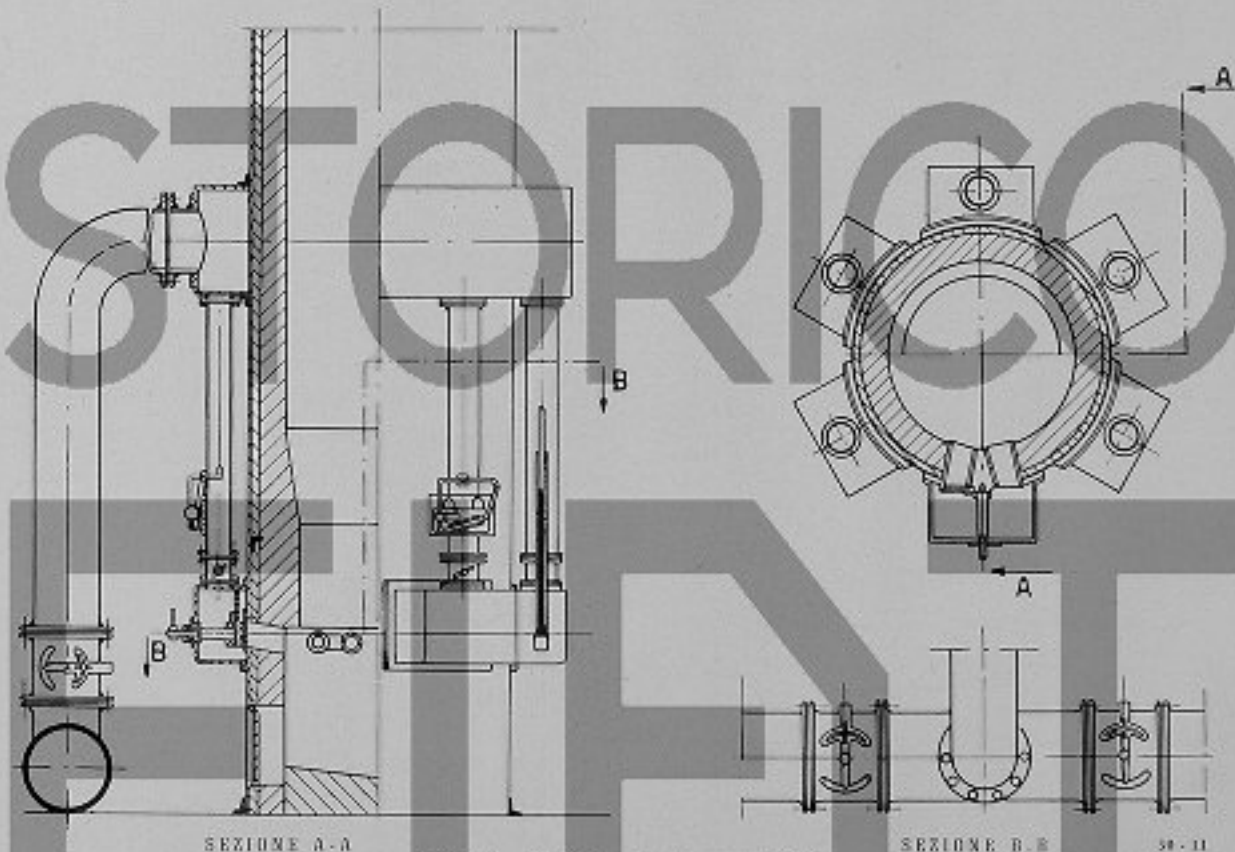


Fig. 4 - Cubilotto ad aria equilibrata

Infatti la sezione libera degli ugelli varia in relazione all'andamento della fusione, alla formazione di scorie, alla natura del coke (pezzatura, intasamento) e della carica.

Quindi si esercita una contropressione variabile col tempo e da punto a punto.

Un ventilatore centrifugo risente di questo an-

L'esame dell'usura del refrattario confermò infatti una distribuzione più uniforme della stessa, mentre precedentemente con la vecchia distribuzione, si avevano localizzazioni di erosione molto più spiccate.

Giovò anche l'adozione di ugelli di forma cilindrica che s'intasano meno facilmente di quelli

rettangolari, disposti su un solo rango. In più si adottò un espediente consigliato da autori francesi (Ioly - Fonderie N. 17 - 1947) cioè doppi ugelli funzionanti alternativamente mediante un otturatore in modo da escludere un ugello quando fosse troppo intasato (ved. fig. 4).

Questo poi, una volta chiuso, si liberava quasi del tutto dalle scorie, non essendo più percorso dall'aria fredda, e quindi si rendeva ancora automaticamente disponibile dopo un certo periodo.

Quindi si constatò praticamente che, più che con la manovra delle farfalle, giovava mantenere l'equilibramento curando che gli ugelli si mantenessero sempre liberi.

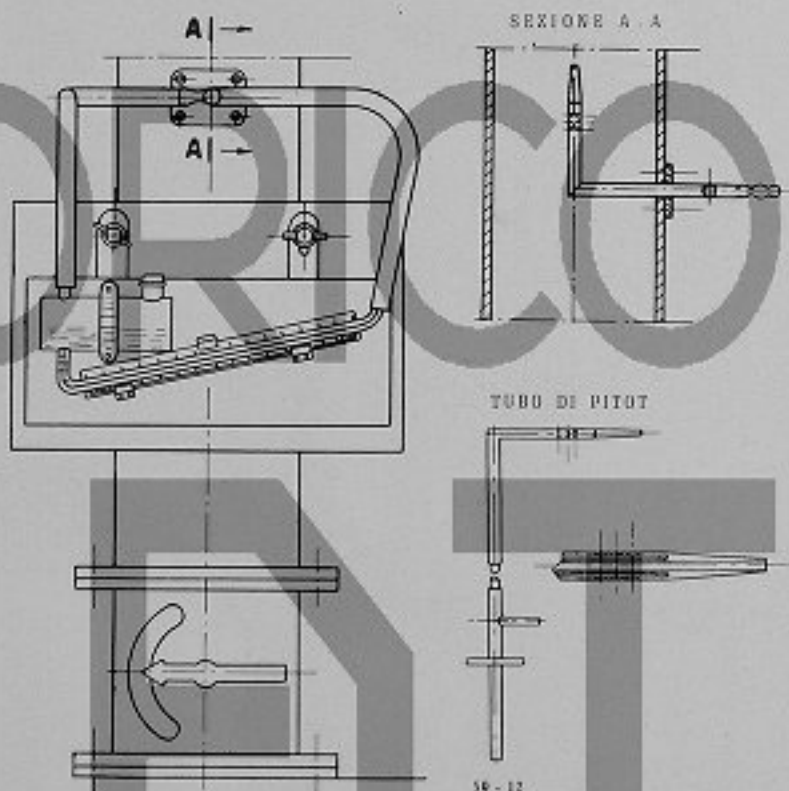
degli ugelli. Parimenti si trovò che ugelli poco inclinati non erano adatti: un'inclinazione di 25° diede invece i migliori risultati, per quanto riguardava il funzionamento generale del cubilotto.

Conclusioni.

Queste prove con apparecchiatura di equilibramento dell'aria dimostrano che giova anzitutto disporre l'alimentazione in modo da non avere già costituzionalmente dei notevoli squilibri tra ugello e ugello.

Però durante il corso della fusione l'equilibramento dipende dalle condizioni in cui si trovano

Fig. 5 - Particolari dell'installazione sulle condotte secondarie del tubo di Pitot collegato a un manometro differenziale



Si osservò poi incidentalmente anche l'influenza della velocità dell'aria e dell'inclinazione degli ugelli.

I primi esperimenti fatti con ugelli che costringevano l'aria ad assumere alte velocità ($19 \div 20$ m/sec) non furono soddisfacenti.

Si trovò più conveniente una velocità di $12 \div 13$ m/sec ottenuta aumentando il diametro

le luci degli ugelli, per cui è assolutamente necessario assicurarsi con mezzi appositi che esse si mantengano sempre libere.

I vantaggi riscontrati consistono in un'usura del refrattario più ripartita, in una presumibile maggiore regolarità di combustione estrinsecata nell'aumento della temperatura della ghisa di una ventina di gradi.

ESPERIMENTI SUL PRERISCALDAMENTO DELL'ARIA

Per osservare l'influenza del preriscaldamento dell'aria sul funzionamento del cubilotto si presero in esame i diversi sistemi in uso, molto bene illustrati negli articoli « Hot-blast cupola design »

più complicate e costose, permettendo però di raggiungere temperature di preriscaldamento molto più elevate.

Quindi le esperienze fatte si limitarono a constatare l'influenza del preriscaldamento dell'aria a bassa temperatura.

Il dispositivo adottato consistette nel far passare l'aria in tubi di ghisa posti nell'interno del cubi-

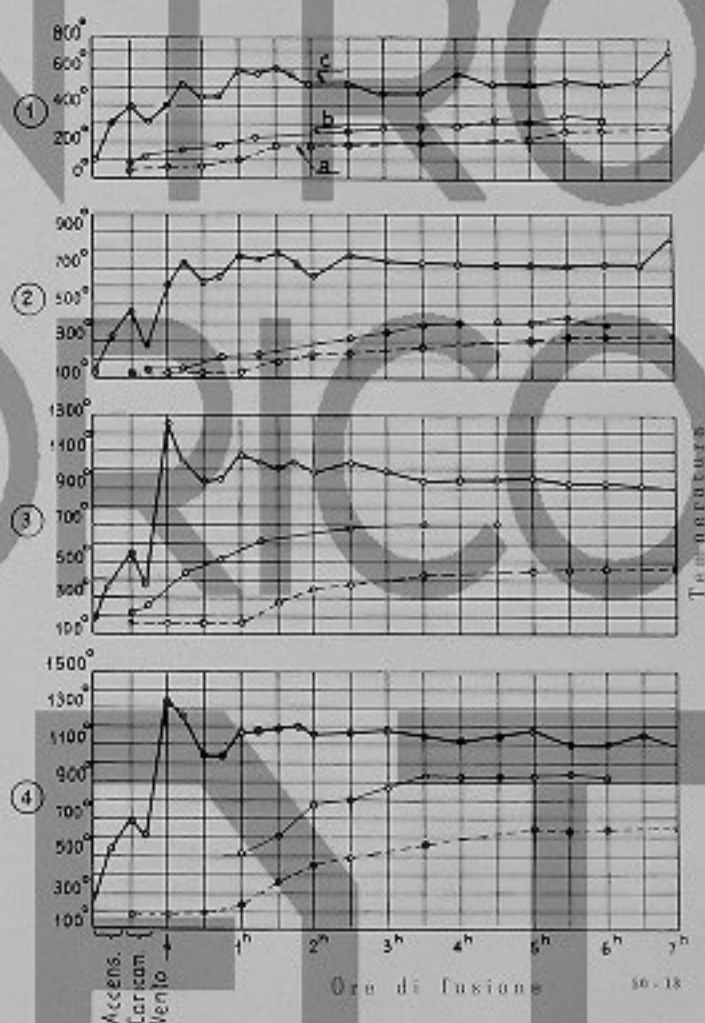
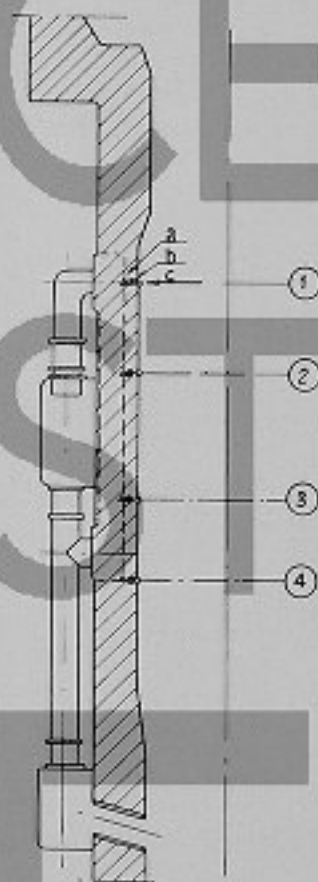


Fig. 6 - Determinazione delle temperature raggiunte durante il funzionamento del cubilotto all'estremità del refrattario, a 30 mm e a 60 mm nell'interno dello stesso

di Longden riportati su « Foundry Trade Journal », del 1946.

Si fecero esperimenti con sistemazioni semplici sfruttanti il solo calore sensibile della colonna dei gas di combustione, rinunciando all'utilizzazione del calore latente che richiede attrezzature

lotto in modo da essere lambiti su una parete dai gas caldi ascendenti, come nel tipo di preriscaldamento Moore.

Allo scopo di determinare la temperatura a cui sarebbero stati sottoposti i tubi e quindi la posizione e le dimensioni più opportune dei tubi stessi

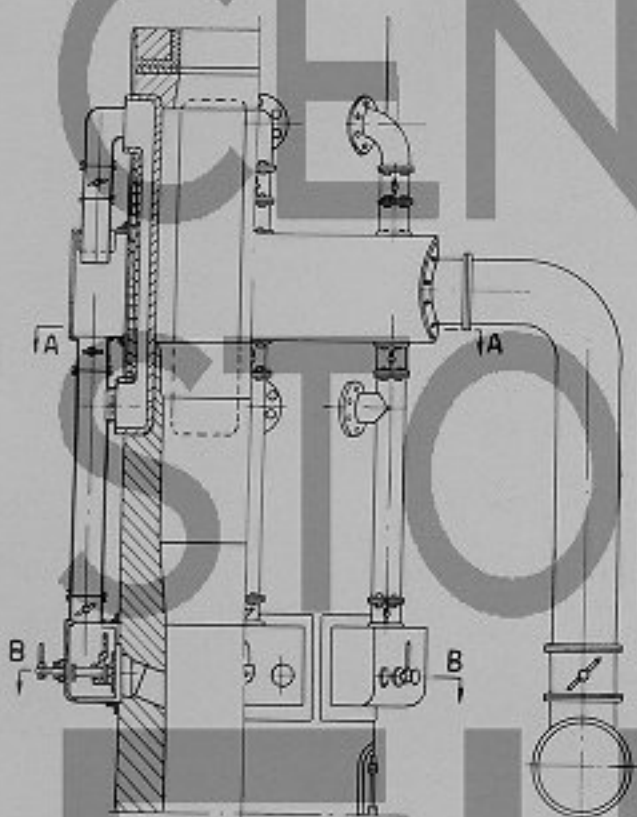
si fece un rilievo delle temperature raggiunte durante il funzionamento del forno mediante termocoppie introdotte lungo una generatrice del cubilotto, a filo del refrattario, a 30 mm e a 60 mm nella profondità dello stesso (ved. fig. 6).

Stabilita una certa lunghezza del tubo per avere una sufficiente superficie di trasmissione del calore, si vide che l'estremità inferiore

di dilatazione sulla parte superiore della cassa a vento e opportuna disposizione di valvole che permettono di escludere le condotte interne e di far circolare l'aria direttamente all'esterno, qualora ciò possa occorrere.

Con questa apparecchiatura si ottenne di portare l'aria a $120^{\circ} \div 130^{\circ}$.

I vantaggi riscontrati consistettero nell'aumento



SEZIONE A-A

SEZIONE B-B

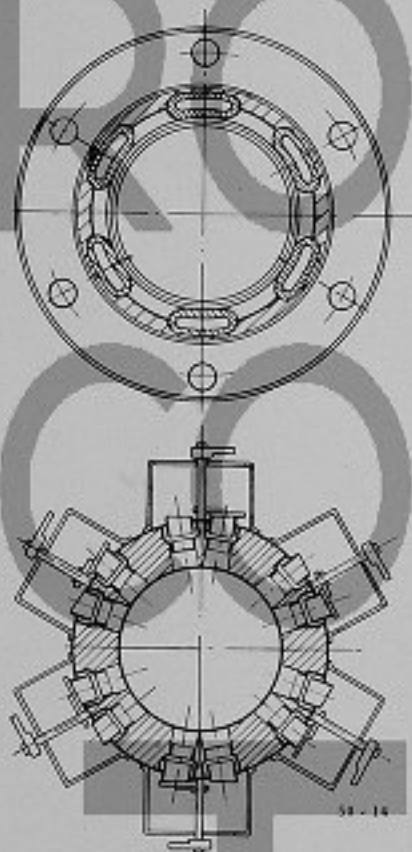


Fig. 7 - Cubilotto ad aria preriscaldata

(punti 3 - 4) non poteva essere lasciata scoperta perché le temperature avevano punte oltre i 1000° . Allora, conoscendo l'abbassamento di temperatura provocato dall'interposizione di 30 e di 60 mm di refrattario (linee $4_{s,b} - 3_{s,b}$), si stabilì di coprire la zona 4 con un mattone di 60 mm e la zona 3 con una tavella di 30 mm lasciando scoperta tutta la parte superiore.

Si utilizzò per la sistemazione, lo stesso cubilotto ad aria equilibrata che permetteva di usufruire della cassa a vento già in posizione elevata e delle condotte esterne verticali.

In fig. 7 si vedono i particolari costruttivi: giunto

della temperatura della ghisa di una trentina di gradi, nel risparmio del 15% di coke totale, nel migliorato funzionamento degli ugelli che rimanevano quasi completamente liberi fino a fine fusione e nell'aumento del 7% della produzione media oraria.

Inoltre si constatò una maggiore possibilità di ripresa dopo interruzioni forzate, anche lunghe, del funzionamento del forno.

Nell'intento di migliorare le condizioni di trasmissione del calore, si fece poi uno studio dei fattori influenzanti il coefficiente di trasmissione, studio riassunto nei diagrammi delle figg. 8, 9, 10, 12.

I grafici rappresentati nelle figg. 8-9 permettono di calcolare il coefficiente interno di trasmissione (h_1) parete-aria.

menti che dipendono dalla temperatura, dalla velocità e dal diametro idraulico.

Per i primi tubi messi in opera si vede dai

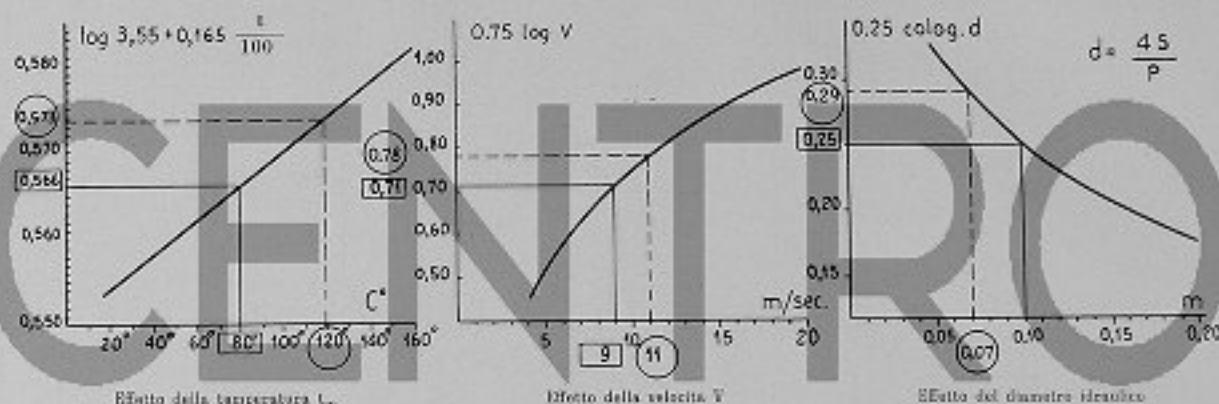


Fig. 8 - Influenza di t_m , V , d , sul coefficiente di trasmissione parete-aria (h_1)

Adottata la formula:

$$h_1 = (3,55 + 0,165 \frac{t}{100}) \frac{V^{0,75}}{d^{0,25}}$$

dove t = temperatura °C media dell'aria

V = velocità dell'aria

d = diametro idraulico della condotta

diagrammi seguendo la linea continua che h_1 ha il valore di

$$33,5 \frac{\text{cal}}{\text{mq } ^\circ\text{C ora}}$$

Il grafico di fig. 10 serve poi a calcolare il coefficiente totale di trasmissione H in funzione di h_1 e di h_2 (coeff. di trasmissione gas-parete) secondo la formula approssimata:

$$H = \frac{h_1 \times h_2}{h_1 + h_2}$$

dove non si considera la resistenza al passaggio del calore attraverso la parete di ghisa.

Il diagramma di sinistra mostra l'effetto dell'alettatura che si può tradurre in un aumento apparente del coefficiente h_1 .

Per i tubi non alettati si ottiene, supponendo un coefficiente esterno $h_2 = 120$, il coefficiente totale $H = 26,5$.

Introducendo ora questo valore nella formula della circolazione semplice:

$$t_r = T \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{HS}{M}}}\right) + t_i \frac{1}{e^{\frac{HS}{M}}}$$

dove t_r = temperatura finale aria da riscaldare

S = superficie trasmissione

M = capacità termica aria

t_i = temperatura iniziale

H = coefficiente totale trasmissione

T = temperatura ambiente riscaldante.

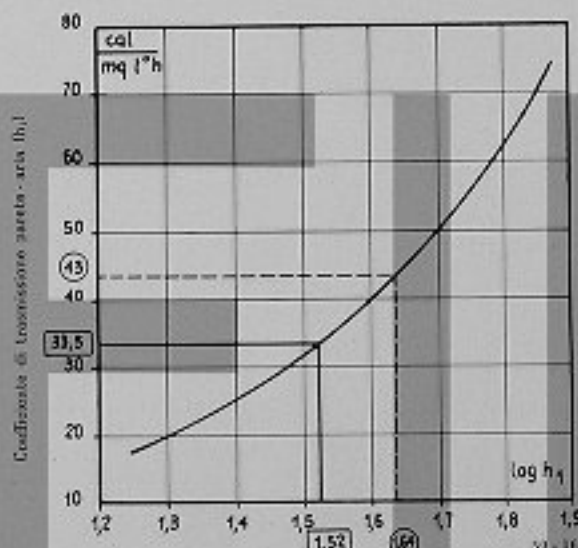


Fig. 9 - Grafico finale per il calcolo del coefficiente di trasmissione parete-aria (h_1)

ed esprimendola in forma logaritmica si vede che si può calcolare il $\log h_1$ come somma di 3 ele-

si vede dal grafico di fig. 12 che traduce graficamente l'equazione ammettendo $T_{\text{amb}} = 800^\circ$ e $t_1 = 40^\circ$ che la temperatura finale dell'aria dovrebbe essere di 117° .

e piccole percentuali di nichel e cromo (0,40 % di Cr e 0,5 % di Ni). Furono messi in opera nel settembre del '49 e a tutt'oggi funzionano senza inconvenienti.

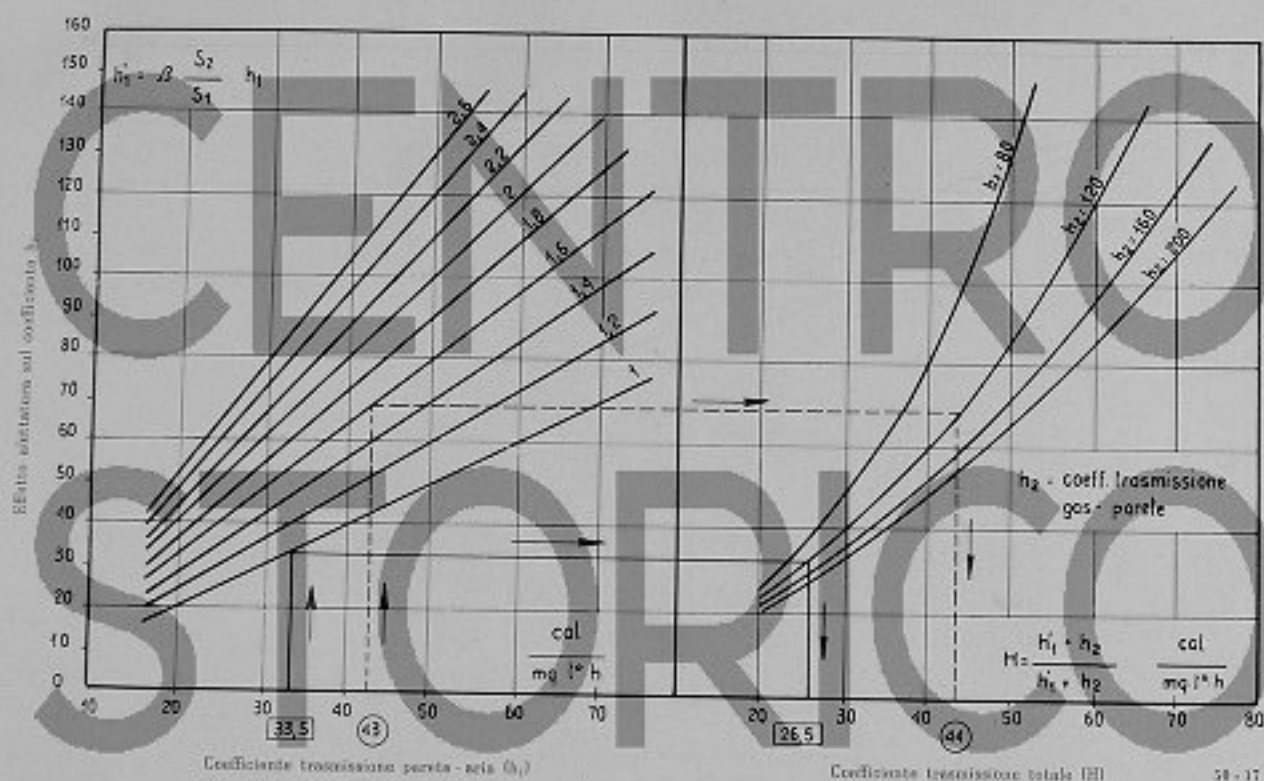


Fig. 10 - Diagramma per il calcolo del coefficiente di trasmissione totale

Ora, dal momento che sperimentalmente si è trovato appunto una temperatura su $120^\circ \pm 130^\circ$ si può ammettere soddisfacente questo metodo di calcolo anche se approssimato.

Avendo avuto così una visione abbastanza completa delle condizioni di trasmissioni del calore si progettaron dei nuovi tubi alettati (ved. fig. 11) diminuendo il diametro idraulico e aumentando la velocità di passaggio dell'aria nelle condotte.

Il coefficiente h_1 passa così da 33,5 a 43 (vedi figg. 8-9 linea tratteggiata) e mercé l'alettatura si può portare il coefficiente totale H a 44 (sempre ammettendo che $h_2 = 120$ come il calcolo precedente suppone confermato dai risultati sperimentali).

Così in definitiva (ved. fig. 12) l'aria dovrebbe assumere una temperatura sui 190° .

Tali tubi così modificati sono stati fusi con una ghisa a carbonio alto, silicio basso, fosforo basso

La temperatura dell'aria controllata è stata di 170° , abbastanza in accordo col calcolo preventivo,

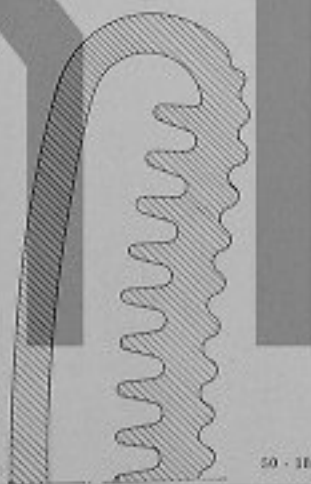


Fig. 11 - Sezione del tubo preriscaldatore

dovendosi tener conto dell'abbassamento della temperatura dell'aria esterna nei mesi invernali.

In conclusione gli esperimenti fatti applicando il preriscaldamento dell'aria, dimostrano che anche

funzionamento stesso degli ugelli, in quanto questi si mantengono più liberi, assicurando così il mantenimento delle condizioni di regolare combustione.

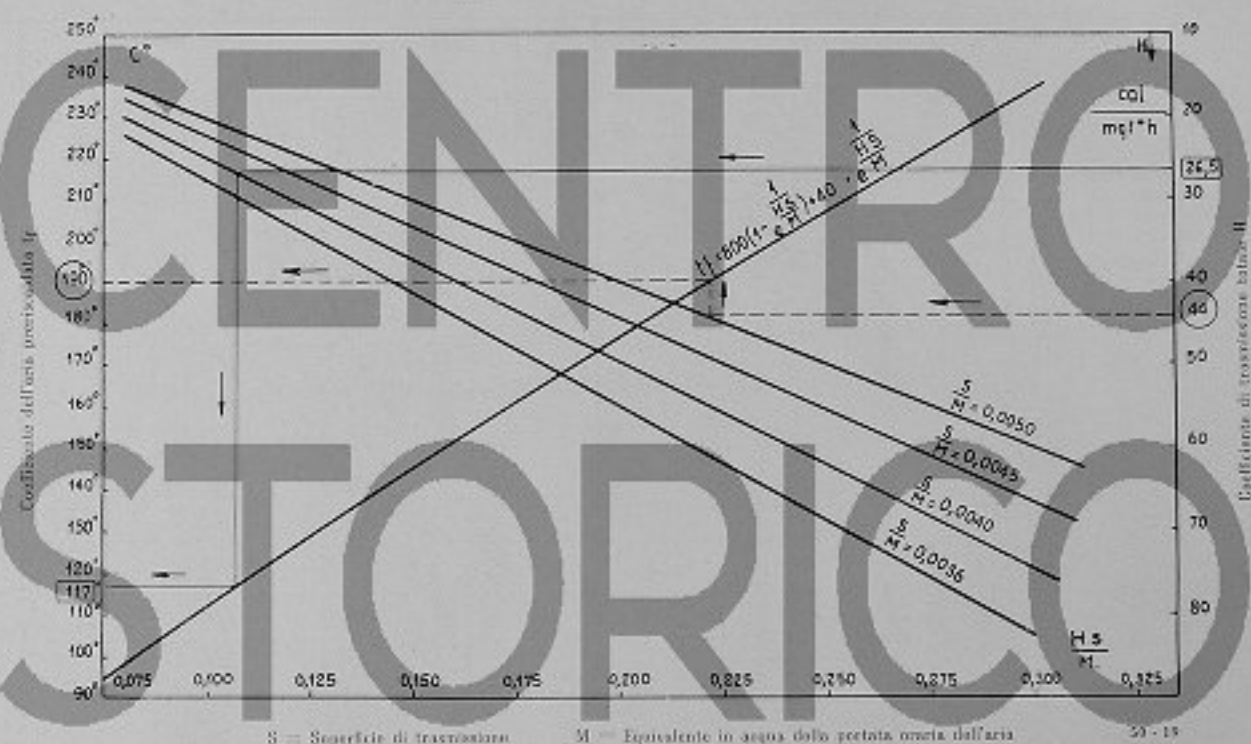


Fig. 12 - Diagramma finale per il calcolo della temperatura di preriscaldamento dell'aria

a basse temperature è già notevolmente sensibile il miglioramento generale apportato alla condotta del cubilotto sia come risparmio di coke e come aumento della temperatura della ghisa sia come

Si auspica quindi che i sistemi di preriscaldamento dell'aria si applichino sempre più su vasta scala per il loro reale vantaggio compensante ampiamente le spese di installazione.

Dott. Ing. PIER GIOVANNI MACERAUDI.

INSTALLAZIONE DI GRUPPI DIESEL-GENERATORI FIAT DA 1000 HP

Come abbiamo avuto modo di segnalare con precedenti articoli comparsi sul nostro bollettino, lo Stabilimento Grandi Motori FIAT, in questi ultimi anni, ha contribuito a sopperire alla grave carenza di energia elettrica con la costruzione e la sistemazione di gruppi Diesel generatori, installati o isolatamente o raggruppati in centrali, per potenze unitarie da poche decine di kW a parecchie migliaia di kW.

La FIAT è lieta di aver collaborato, nel miglior modo e nei limiti delle sue possibilità, alla risoluzione di questo grave problema e riteniamo che il lavoro svolto abbia effettivamente avuto una ripercussione favorevole.

La crisi di energia elettrica, manifestatasi negli ultimi anni di guerra, è purtroppo tuttora perdurante e le molte installazioni eseguite con gruppi Diesel riteniamo potranno ancora essere di grande

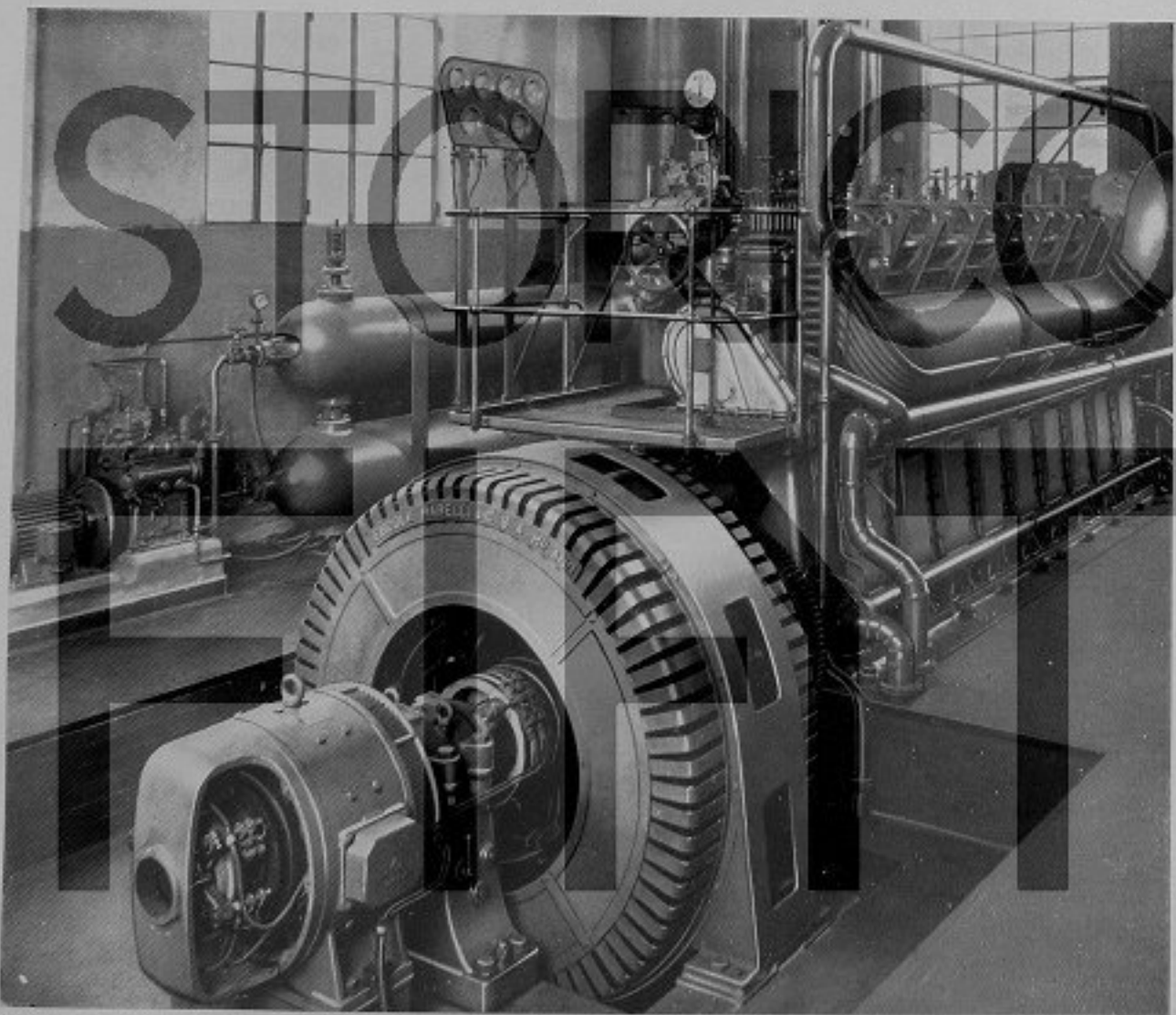


Fig. 1 - Centrale da 650 kW dello Stabilimento Inceat - Torino



Fig. 2 - Fabbricato della centrale S.O.E.T. - Vallemosso

50 - 39

utilità per alleviarla. Nell'inverno testè trascorso le sole centrali Diesel elettriche di integrazione per gli Stabilimenti del gruppo FIAT, descritte nel n. 1 del nostro bollettino 1949, hanno prodotto ben 56.100.000 kWh.

Desideriamo segnalare, nel campo dei gruppi Diesel generatori, le interessanti applicazioni di un nostro motore da circa 1000 HP, installato in grande numero in Italia e del quale parecchi esemplari sono in corso di sistemazione all'estero.

A) TIPO DI MOTORE IMPIEGATO.

Il motore adottato per questi gruppi è di tipo relativamente veloce e di costruzione leggera e, tranne alcune lievi varianti, riproduce sostanzialmente il tipo di costruzione FIAT per la propulsione di naviglio veloce.

Si tratta di un motore a ciclo Diesel, a 2 tempi, a semplice effetto, ad iniezione diretta del combustibile, con 8 cilindri motori aventi diametro di mm 320 e corsa di mm 420.

L'incastellatura del motore è in lamiera di acciaio saldata, mentre sono in ghisa le camere d'acqua per il raffreddamento e in acciaio fuso o fucinato le parti maggiormente sollecitate, gli organi del manovellismo, le testate cilindro, ecc.

Molti particolari inoltre, a scopo di alleggerimento, sono stati costruiti in alluminio.

Data la sua potenza relativamente modesta e allo scopo di ridurre al minimo gli ausiliari necessari per l'installazione, il motore è stato costruito con tutti gli ausiliari necessari al suo funzionamento comandati direttamente e precisamente: pompa aria di lavaggio, pompe di iniezione del combustibile, pompa di alimentazione del combustibile alle pompe di iniezione, pompa olio di lubrificazione e raffreddamento stantuffi, pompa acqua di raffreddamento generale, pompa acqua di raffreddamento dei polverizzatori.

In queste condizioni si ha il vantaggio notevole di rendere indipendente il gruppo da qualsiasi fornitura esterna di energia elettrica.

Non ci soffermiamo qui a descrivere le caratte-

ristiche dettagliate del motore, che riproduce sostanzialmente il tipo di costruzione adottata dalla FIAT per l'impiego navale sopra menzionato.

Ricorderemo soltanto che esso è dotato di un regolatore di governo agente direttamente sulle pompe del combustibile, capace di mantenere lo scarto dei giri tra pieno carico e vuoto negli stretti limiti richiesti per il servizio di una centrale elettrica.

Un apposito dispositivo con comando a mano, oppure elettrico sia sul motore che a distanza, permette con facilità di variare la velocità di rotazione entro un campo di valori sufficientemente esteso, il che rende facile l'operazione di inserimento in parallelo del gruppo.

Oltre al regolatore di governo citato, sul motore è sistemato un regolatore di sicurezza, agente sulla mandata del combustibile, che ferma la macchina quando per un motivo qualsiasi la velocità di rotazione supera il limite massimo previsto.

B) ALTERNATORE.

Gli alternatori accoppiati a questo tipo di motore, costruiti da alcune delle più importanti Ditte costruttrici italiane, sono di tipo aperto, auto-ventilato, a due supporti, con eccitatrice coassiale.

L'albero dell'alternatore è stato proporzionato con rigidità tale da garantire, in unione alla massa del rotore dell'alternatore, sgombrò tutto il campo di funzionamento del gruppo da critiche torsionali pericolose. Il grado di irregolarità del gruppo è inferiore a 1/300.

C) SISTEMAZIONE DEI GRUPPI.

Gruppi di questo tipo sono stati installati in unità singole o raggruppati in due o tre unità.

In alcuni casi, data l'urgenza con cui hanno dovuto essere sistemati i gruppi, sono stati sfruttati



Fig. 3 - Centrale degli Stabilimenti Vecchi a Pavia costituita da due gruppi: uno, in primo piano, da 650 kW e l'altro da 300 kW



Fig. 4 - Centrale Necchi, vista dal lato alternatori

59-62

per la loro installazione locali già esistenti; in altri casi invece sono stati costruiti appositi fabbricati.

I gruppi per lo più sono stati installati per la produzione di energia elettrica di alimentazione diretta di officine o stabilimenti, talora però essi sono stati installati in apposite centraline per essere collegati alla rete esterna di distribuzione dell'energia elettrica.

DI PROBLEMI DI INSTALLAZIONE.

a) *Fondazioni*: Caso per caso sono state studiate le fondazioni più opportune da stabilire per il gruppo, a seconda delle caratteristiche del terreno su cui doveva essere eseguita la sistemazione.

Trattandosi di un motore ad 8 cilindri e quindi bene equilibrato non vi sono stati particolari problemi di bilanciamento da risolvere.

In ogni caso il motore è stato rigidamente accoppiato, per mezzo di regoli e tiranti, a un blocco di calcestruzzo leggermente armato e avente una massa tale da garantire contro ogni pericolo di vibrazioni o di movimenti.

b) *Aspirazione dell'aria di lavaggio*: Questo problema è stato risolto in modi diversi, a seconda delle caratteristiche del fabbricato in cui è stato installato il gruppo.

In quei casi in cui il volume del fabbricato era sufficientemente ampio, l'aspirazione dell'aria è stata prevista direttamente dal locale.

In altri casi si è provveduto all'aspirazione dall'esterno e, quando circostanze particolari lo hanno richiesto, sull'aspirazione dell'aria è stato anche sistemato un apposito silenziatore oppure un filtro per la depurazione dell'aria.

c) *Raffreddamento del motore*: A seconda della quantità e della qualità di acqua a disposi-

zione, sono state adottate diverse soluzioni per risolvere il problema del raffreddamento del gruppo o dei gruppi e precisamente realizzando: o circolazione di acqua dolce in circuito aperto o semiaperto, o chiuso con torre di refrigerazione, o circolazione di acqua dolce in circuito chiuso ed acqua bruta in circuito aperto.

In tutti i casi la soluzione, scelta come accennato a seconda delle condizioni ambientali, ha avuto esito felice, confermando che anche sotto questo aspetto non vi sono alcune difficoltà per la sistemazione di gruppi Diesel-generatori.

d) *Ausiliari*: Come detto sopra, il motore è stato costruito con tutte le pompe necessarie al suo funzionamento comandate direttamente e pertanto gli ausiliari necessari per l'installazione sono stati ridotti al minimo.

Sono stati in genere sistemati, oltre ai serbatoi di servizio dell'olio e della nafta, depuratori per l'olio e per la nafta, ed una pompa olio ed acqua di riserva.

In ogni caso è stato installato un serbatoio per l'aria compressa di avviamento e relativo compressore.

ACCENNO SU ALCUNE DELLE REALIZZAZIONI.

Centrale della Industria Nazionale Cavi Elettrici di Torino. — Per realizzare questa centrale è stato costruito un apposito fabbricato nel quale è stato installato un gruppo del tipo sopra descritto, che viene impiegato sia per l'alimentazione diretta di questo importante complesso industriale e sia per l'allacciamento alla rete esterna di distribuzione.

Tutti gli ausiliari in questa Centrale sono raggruppati su un lato del fabbricato e in testa al motore, dal lato opposto dell'alternatore, è ricavato un piccolo locale interrato nel quale sono state disposte, oltre al pozzetto di scarico dell'olio dal motore le pompe di riserva.

Il raffreddamento del motore Diesel, in questa centrale, è effettuato mediante circolazione di acqua dolce in circuito semiaperto e con vasche di miscelazione, sistemate all'esterno.

In questa centrale, come in alcune altre, dentro al silenziatore del gas di scarico è stata sistemata una calderina per la produzione di vapore.

In questo modo viene recuperata una parte delle calorie del gas di scarico e il vapore ottenuto, di costo praticamente nullo, può essere impiegato per usi diversi.

La fig. 1 riproduce l'installazione sopra descritta. Al centro è sistemato il gruppo, sul fianco sinistro

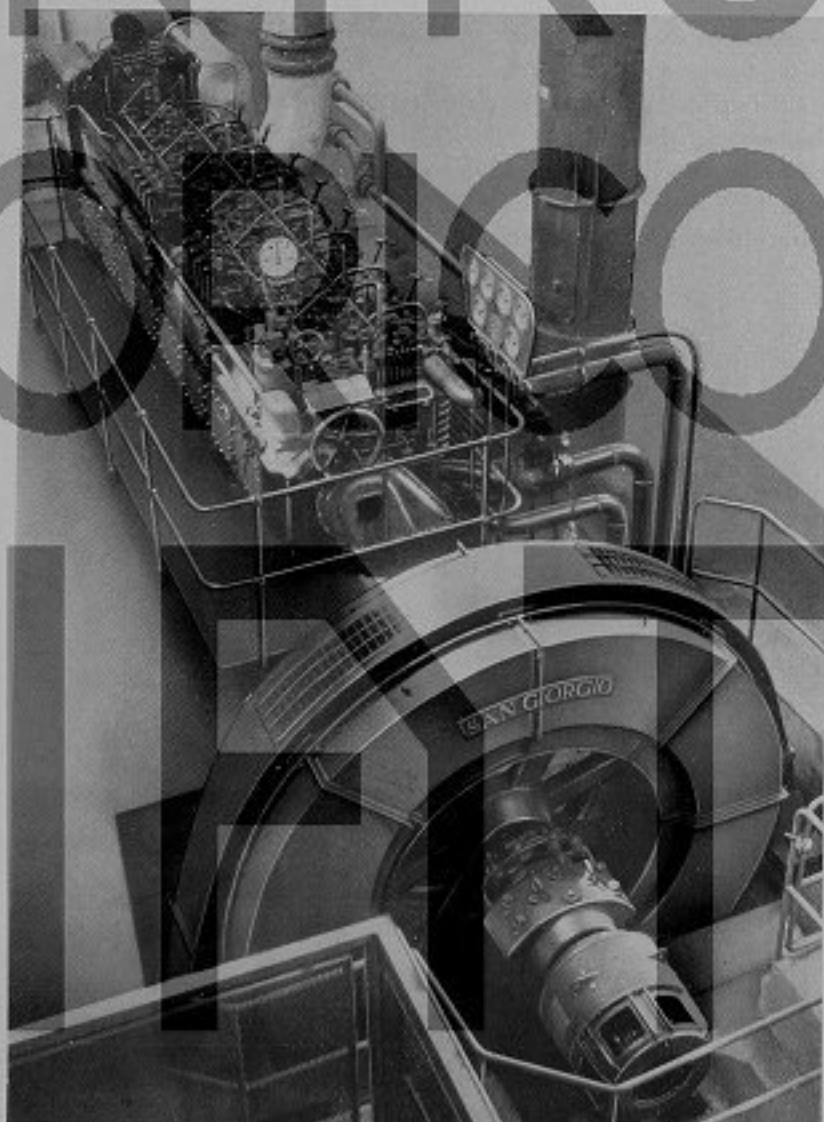


Fig. 5 - Centrale da 650 kW della sezione FIAT Materiale Ferroviario

sono visibili: il compressore, le bombole per l'aria di avviamento, i serbatoi per l'olio ed il combustibile.

Centrale della Soc. Dinamo a Vallemosso - Vercelli (vedi fig. di copertina). — Si tratta di una centrale destinata ad erogare energia elettrica ad un certo numero di piccole industrie consorziate.

La centrale è compresa in un fabbricato costruito appositamente (fig. 2).

Essa è attualmente formata da due gruppi del tipo sopra descritto, ma è prevista l'installazione di un terzo gruppo eguale.

In testa a ciascun gruppo è sistemato il pozzetto di raccolta dell'olio dal motore, il refrigerante dell'olio, il filtro dell'olio e il serbatoio aria avviamento, mentre tutti gli altri ausiliari sono disposti su un fianco della centrale.

Un lato della centrale è riservato alle apparecchiature elettriche.

Il raffreddamento generale dei gruppi in questa centrale è realizzato mediante acqua dolce in circuito chiuso e con torre di refrigerazione.

Anche in questa centrale, nei silenziatori dei gas di scarico dei motori è stata incorporata una calderina per la produzione di vapore.

Centrale della Soc. Necchi di Pavia (fig. 3 e 4). — Comprende un gruppo del tipo sopra descritto installato in un locale dove già esisteva un gruppo con motore FIAT da circa 500 HP.

Nella fig. 3 è chiaramente visibile il gruppo delle pompe comandate direttamente dal motore.

A destra della fotografia si nota un filtro autopulitore dell'olio e a sinistra i serbatoi aria avviamento (che servono per i due gruppi), il compressore, pompe, ecc.

Non ci dilunghiamo oltre nel descrivere altre centrali di questo tipo, alcune delle quali sono rappresentate nelle figure 5-6, ricordiamo solo che attualmente sono già stati da noi installati e sono funzionanti in Italia 18 gruppi con questo motore ed altri 8 sono in corso di sistemazione all'estero.

Dott. Ing. PIER LUIGI SCIOLO.

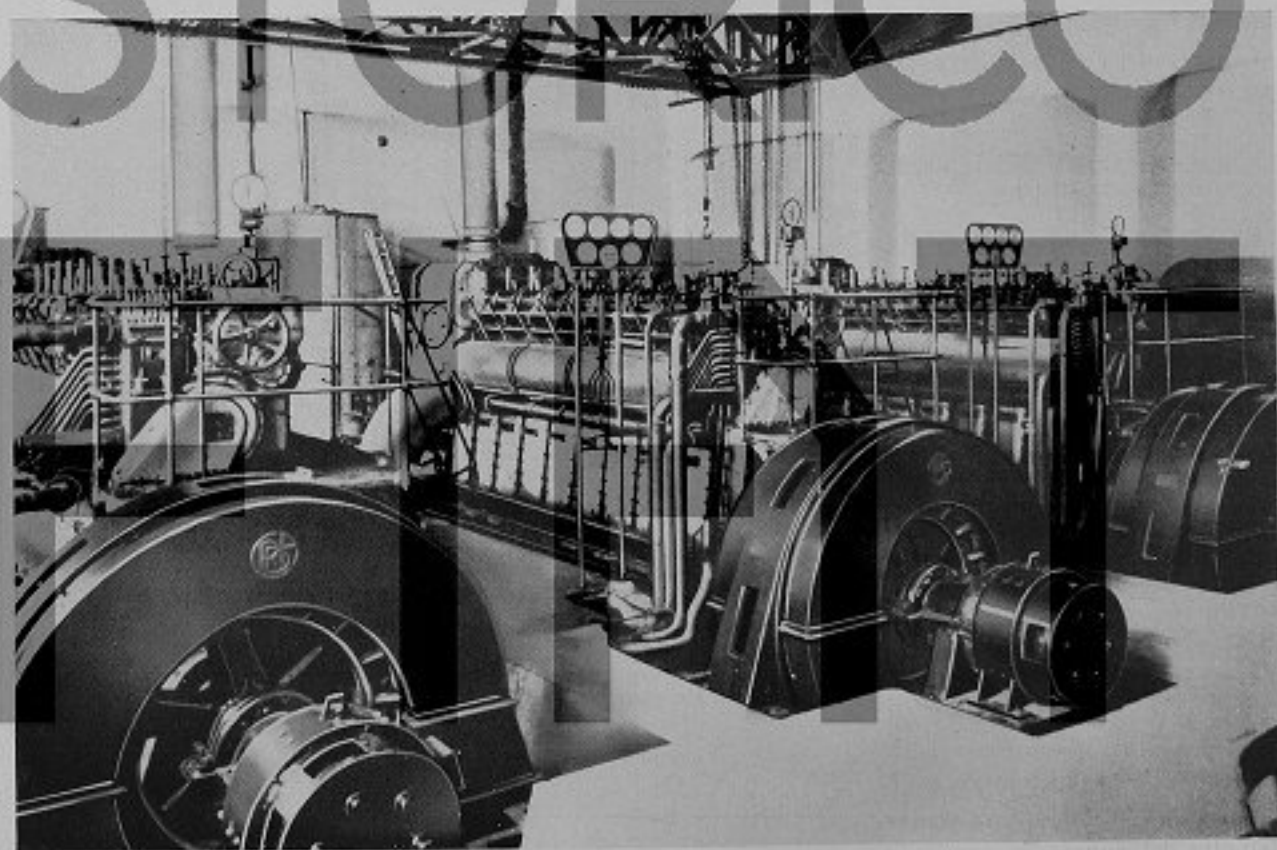


Fig. 6 - Centrale da 2000 kW del Lanificio Rossi di Sesto



CENTRO STORICO FIAT

CENTRO STORICO



Locomotiva Diesel-elettrica costruita dalla FIAT, in collaborazione per la parte elettrica
con la Brown Boveri, nell'anno 1924