

FIAT

STABILIMENTO GRANDI MOTORI

N. 1

BOLLETTINO TECNICO

ANNO 1954



M/c ITALMOTOR.

Considerazioni sull'uso dei combustibili pesanti nei motori Diesel ricavate dal Secondo Congresso Internazionale dei motori a combustione interna

Dott. Ing. Roberto De Pieri Pag. 1

Determinazione delle caratteristiche di un compressore centrifugo sperimentale

Dott. Ing. Riccardo Mautino Pag. 5

Compressori d'aria di avviamento di motori Diesel

Dott. Ing. Nicolo Mancuso Pag. 13

Notizie su navi cisterne con apparati motori Fiat entrate in servizio negli anni 1953-54

Pag. 20

CONSIDERAZIONI SULL'USO DEI COMBUSTIBILI PESANTI NEI MOTORI DIESEL RICAVATE DAL SECONDO CONGRESSO INTERNAZIONALE DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Nella primavera dello scorso anno si è riunito a Milano il secondo Congresso Internazionale dei Motori a Combustione Interna, per esaminare il problema dell'impiego dei combustibili pesanti nei motori Diesel di alta e media potenza.

Questa riunione ha avuto un notevole successo sia per il numero di partecipanti che per la quantità e qualità delle memorie presentate.

Su n. 538 iscritti al Congresso oltre 400 erano stranieri appartenenti a 14 nazioni, e fra questi i rappresentanti dei maggiori costruttori di motori Diesel in Europa. Sono state presentate complessivamente n. 23 memorie, che sono state suddivise in 6 gruppi a seconda dell'argomento trattato; noi stessi abbiamo presentato due memorie per opera dei nostri Ingegneri Simonetti e Cotti, memorie che abbiamo riprodotto in questo bollettino nei n. 1 e 2 del 1953.

Quando è stato presentato e discusso in questo Congresso può effettivamente ritenersi costituito una buona massa a punto del problema dell'uso dei combustibili pesanti, dalla cui sufficiente risoluzione potrà dipendere in futuro l'avvenire dei grandi motori Diesel nella grande navigazione.

Il resoconto del Congresso, le memorie presentate e le discussioni intervenute sono già state pubblicate per esteso a cura del Comitato di organizzazione italiano avente sede presso l'A.N.I.M.A. di Milano, ed a questa pubblicazione rimandiamo quanti avessero interesse di avere ragguagli più precisi e particolareggiati.

Vogliamo qui riprodurre, per tenere costantemente a fuoco il fondamentale problema dell'impiego della nafta da caldaie nei motori a combustione interna, la relazione che il nostro Direttore Principale - Dott. Ing. Roberto De Pieri - ha presentato al Congresso nella sua qualità di relatore del gruppo memorie II 2) e che sono appunto quelle che riportano i risultati di utilizzazione dei combustibili pesanti da un punto di vista tecnico.

Questa relazione costituisce un riassunto di quanto è stato esposto dai vari autori su questo argomento, e rappresenta quindi la situazione del problema quale è stato visto dai migliori specialisti europei.

RAPPORTO DEL RELATORE del II Gruppo: costruzione dei motori e risultati dell'impiego dei combustibili pesanti.

Sottogruppo 2): risultati di impiego dal lato tecnico.

Introduzione.

Oggetto del presente rapporto è di fornire risultati tecnici di funzionamento che si ottengono con l'impiego, sui motori Diesel, di nafta pesanti.

I dati che saranno citati sono stati desunti, in prevalenza, dalle Memorie del Gruppo II/2; abbiamo tuttavia creduto opportuno considerare pure alcune notizie rilevate

da Memorie classificate in altri Gruppi del Congresso e ciò allo scopo di offrire un panorama quanto più possibile completo sull'argomento.

Le Memorie presentate al Congresso possono essere classificate in due categorie principali.

— La prima comprende il funzionamento — con nafta pesanti di bassa qualità — di motori di grande

diametro, per propulsione navale: si tratta di motori di potenza considerevole, al di sopra di 3000 ÷ 4000 HP, funzionanti ad una velocità non superiore ai 150 giri/l', in minima parte del tipo a quattro tempi e, per la maggior parte, del tipo a due tempi, a semplice e a doppio effetto. Per la quasi totalità dei motori di questo tipo, sono stati resi noti non soltanto i dati di prova in officina, ma, ciò che è molto più importante, pure risultati di prestazione effettiva in mare, desunti da migliaia o addirittura da decine di migliaia di ore di marcia in navigazione.

— Nella seconda categoria sono presentati dati di prova e di previsione di funzionamento per motori a quattro tempi, di potenza moderata e di velocità relativamente elevata, da 200 ÷ 500 giri/l' ed anche più.

I dati di funzionamento con combustibili di bassa qualità, per i motori di questa categoria, si basano su prove in officina, per lo più di breve durata, tutt'al più di un migliaio di ore; questi risultati possono quindi servire come una base per ulteriori studi e per incoraggiare esperienze di più ampio respiro, da effettuarsi nelle condizioni di prestazione normale.

Ciò premesso, riteniamo quindi opportuno trattare separatamente le due categorie in questione.

1) Risultati di esercizio di motori di grande potenza funzionanti con nafte pesanti.

I dati e le notizie presentati in questo paragrafo sono stati desunti dalle Memorie dei Signori Andresen, Schmidt, Christie, Sozonoff, Wieberdink, Jackson classificate nel Gruppo II/2 del Congresso, e dalle Memorie dei Signori Ruys, Simonetti e Cotti classificate in altri Gruppi.

Elementi particolarmente favorevoli all'impiego di combustibili di bassa qualità sono forniti dalle Memorie Jackson, Simonetti, Cotti, Schmidt. Secondo gli autori di queste Memorie, l'impiego dei combustibili di qualità scadente sui motori di grande potenza è tecnicamente a punto. Con tutta onestà noi dobbiamo esprimere l'impressione che, in linea generale, i Costruttori sono alquanto più ottimisti, su questo punto, che non gli Armatori. E' da sottolineare il fatto che questi ultimi, in numerose occasioni, per l'impiego di combustibili di qualità scadente hanno adottato impianti non adeguati alle esigenze effettive di tale impiego e motori che forse non erano ancora stati messi a punto dai Costruttori o, meglio, che non erano stati previsti in tutti i dettagli per bruciare questi nuovi tipi di combustibili. Questo fornisce una spiegazione per le difficoltà incontrate in certi casi ed anche per i risultati che, in definitiva, furono giudicati meno soddisfacenti.

Tutti sono d'accordo, d'altronde, che per i motori di

concezione moderna, più semplice possibili e nei quali gli organi interessati dai fenomeni della combustione (nell'ordine: stantuffi, camicie, polverizzatori) siano resi facilmente accessibili e smontabili, il problema dell'impiego dei combustibili di bassa qualità possa essere considerato, in linea di principio, risolto. Il processo della combustione non presenta dei problemi seri, essendo praticamente, la combustione, tanto buona ed efficace e completa, come nel caso dei combustibili di buona qualità, a condizione che si siano previsti ed adottati quegli accorgimenti di impianto necessari per il riscaldamento del combustibile ed il raffreddamento dei polverizzatori. La bontà della combustione è confermata da tutti i dati presentati, relativi al consumo specifico di combustibile. Questo è dichiarato praticamente eguale a quello che gli stessi motori danno bruciando combustibili di buona qualità; ciò nell'intesa che sia tenuta nel debito conto la differenza del potere calorifico dei combustibili messi a confronto. Di conseguenza il rendimento totale del motore, misurato in Cal/HP è presentato praticamente eguale o, tutt'al più, nel caso di impiego di combustibili della peggior qualità, si dichiarano consumi con maggiorazioni dell'ordine del 2 ÷ 3 %.

Tutti gli Autori sono d'accordo che, dal punto di vista meccanico, l'impiego di combustibile di qualità scadente possa essere considerata favorevolmente poichè, comportando una combustione più graduale e silenziosa, produce una riduzione delle azioni dinamiche che si esercitano sugli organi meccanici del motore.

E' quindi evidente che un indice di consumo specifico praticamente invariato ed una buona efficienza della combustione rappresentino punti sensibilmente favorevoli per l'impiego delle nafte scadenti.

Si riconosce tuttavia che, pur essendo buoni i consumi specifici e pur avendosi una combustione di tipo buono, l'impiego di questi combustibili dà luogo ad un certo numero di inconvenienti sulla valutazione qualitativa e quantitativa dei quali noi troviamo, al contrario, discordanze tra le segnalazioni dei vari Autori.

Esamineremo quindi, molto sinteticamente, le difficoltà di vario genere che si rivelano durante le prestazioni di normale esercizio nei motori che impiegano nafte pesanti.

a) *Usura delle camicie.* — L'inconveniente principale per il quale si lamentano Utenti e Costruttori è quello di un aumento sensibile nell'usura delle camicie.

D'altro canto, tutte le memorie presentate concordano nel segnalare che anche i combustibili di buona qualità danno luogo, presentemente, ad una usura considerevolmente più elevata di quanto non lo fosse prima della 2ª guerra mondiale; e ciò dipende sicuramente dalle differenti provenienze e dalla diversità dei processi di raffinamento ai quali oggi sono sottoposti gli olii minerali,

E' fuori dubbio che, ad ogni modo, le usure segnalate per motori che impiegano combustibili di qualità scadente, sono d'un ordine di grandezza 2 o 3 volte superiore a quello che si constata con nafta di buona qualità.

Se da un lato tutti i Costruttori e gli Utenti concordano su questi rapporti, noi dobbiamo d'altro canto segnalare una differenza nei valori assoluti presentati dai differenti Autori: le cifre più favorevoli, per i combustibili di bassa qualità, danno valori di usura tra $0,2 \div 0,3$ mm ogni 1000 ore di moto, mentre altre memorie segnalano usure tra $0,4 \div 0,8$ mm ogni 1000 ore di moto.

E' difficile stabilire se queste più forti usure siano dovute a differenze nella qualità delle nafta, a differenza nella qualità dei materiali costituenti le camicie, oppure a differenza nella condotta dei motori.

E' fuori dubbio che le nafta pesanti messe in commercio nelle diverse parti del mondo sono estremamente diverse tra loro sia dal punto di vista delle caratteristiche fisiche, che della composizione chimica; molto discussa, agli effetti dell'usura delle camicie, è l'importanza relativa delle ceneri e dello zolfo.

La maggior parte degli Autori sembra giudichi lo zolfo come l'elemento più dannoso, particolarmente per il fatto che non possa essere eliminato, mentre è possibile ridurre, anche in modo considerevole, il tenore di ceneri.

D'altro canto la presenza di un numero importante di testimonianze che dimostrano sin d'ora la possibilità di valori dell'usura delle camicie contenuti tra $0,2 \div 0,3$ mm per ogni 1000 ore di moto, ci permette di prevedere che questi valori, non ancora definibili come « optimum », ma tuttavia già accettabili, possono essere considerati, in un futuro assai prossimo, come valori normali di usura per tutti i tipi di motori alimentati con nafta di caratteristiche scadenti.

b) Gli Autori non concordano molto su quanto si riferisce alle conseguenze dell'impiego di nafta scadenti in relazione al comportamento delle fasce elastiche degli stantuffi.

Qualcuno afferma che il comportamento delle fasce elastiche è praticamente eguale sia con nafta di buona che di scadente qualità, mentre invece altri Autori riportano dati di usura più accentuati e di rotture più frequenti nel caso di impiego di nafta scadenti. Non si esclude che queste differenze possano dipendere da caratteristiche di fabbricazione, o più probabilmente da speciali condizioni di temperatura. E' molto probabile che uno stantuffo ben raffreddato nella zona delle fasce elastiche possa permettere una vita tranquilla di queste ultime anche utilizzando combustibili di bassa qualità.

c) Le grandi valvole di scarico dei motori a due tempi a lavaggio unidirezionale sembra che non presentino speciali inconvenienti con l'impiego di combustibili di bassa qualità. E' segnalata una certa tendenza ad erosione delle sedi, che potrebbe portare a delle bruciature; questo inconveniente sembra possa essere combattuto con riporto di stellite sulle sedi.

E' segnalata inoltre la possibilità di corrosione a carattere chimico dello stelo della valvola nella zona più raffreddata.

d) Per quanto si riferisce al comportamento delle luci di lavaggio e di quelle di scarico dei motori a due tempi, vi sono opinioni molto contrastanti. Secondo alcuni Autori non vi sarebbe differenza sostanziale nel comportamento di queste luci, nel senso che non si sarebbero constatate tendenze più accentuate dei residui oleosi o carboniosi a depositarsi su tali luci; secondo l'opinione di altri Autori, viceversa, l'inconveniente della formazione di depositi nelle luci sarebbe un problema estremamente serio ed obbligherebbe a degli smontaggi troppo frequenti per la pulizia.

Le contraddizioni si spiegano, evidentemente, tenendo conto delle differenze di disegno di queste luci nei diversi tipi di motori: nessun inconveniente, oppure di importanza trascurabile, nei motori che hanno luci di ampiezza abbondante e completamente raffreddate almeno dal lato dello scarico. La formazione dei depositi nelle luci sembrerebbe particolarmente favorita dall'impiego di olii detergenti per la lubrificazione dei cilindri; è probabile che le sostanze carboniose che questi olii trascinano dalla parte alta dello stantuffo, abbiano una tendenza a depositarsi sulle pareti delle luci.

Formazione di depositi di considerevole importanza sono segnalati da qualche Autore in corrispondenza delle valvole di ritenuta che ammettono l'aria di lavaggio ai cilindri; questo inconveniente sembra pure essere dovuto a delle cause specifiche in motori determinati, mentre invece non sarebbe notato su altri motori. Può quindi essere attribuito ad una conseguenza di dettagli di costruzione.

e) Tutti gli Autori sono d'accordo sulla necessità di smontaggi più frequenti degli stantuffi per manutenzione, intendendo con ciò la pulizia della parte superiore dello stantuffo, delle sedi delle fasce elastiche e la sostituzione delle fasce rotte o consumate. In tale occasione si effettua pure, nei motori a due tempi, la pulizia delle luci di lavaggio e scarico.

Non si considera normale lo smontaggio dello stantuffo fatto esclusivamente con lo scopo di pulire le luci dei motori a due tempi.

Opinioni molto contrastanti si sarebbero manifestate per ciò che riguarda la frequenza degli smontaggi degli stantuffi, specialmente in rapporto al funzionamento con nafte di bassa qualità. Nei casi più favorevoli, si registrano smontaggi con frequenze di circa 8 ÷ 9 mesi, mentre altri Autori segnalano necessità di smontaggi molto più frequenti.

Su questo punto sono stati messi in evidenza le caratteristiche di semplicità di disegno e di facilità di smontaggio proprie dei motori più moderni, sia a semplice che a doppio effetto.

b) *Olio di lubrificazione.* — Non vi è ancora una opinione ben fondata sulla convenienza di impiegare sui motori di grande alesaggio, olii detergenti per la lubrificazione dei cilindri. Secondo esempi forniti da vari Autori questi olii non avrebbero dato, sino ad oggi, risultati migliori di quelli ottenuti con olii normali di buona qualità; per contro, essi avrebbero una manifesta tendenza ad intasare le luci nei motori a due tempi. Sembrerebbe confermato il vantaggio degli additivi a base di anilina agli effetti della riduzione dell'usura delle camicie: si deve sottolineare però che l'impiego di questi prodotti è vietato per ragioni di carattere sanitario.

2) Risultati di prove con combustibili di bassa qualità sui motori di piccola potenza.

Dati ed informazioni che stiamo per citare sono desunti dalle Memorie del Gruppo II/2 dei Signori Christie, Varriale, Zinner e da Memorie di altri Gruppi (Van der Horst) e si riferiscono esclusivamente a risultati di prove e di esperienze fatte in officina su motori a 4 tempi con cilindri di diametro compreso tra 450 e 250 mm, funzionanti a regimi di velocità compresi tra 250 e 600 giri/l'.

Quantunque si tratti di risultati a titolo semplicemente indicativo e che necessitano di essere confermati da un lungo servizio con prestazioni pratiche, si possono sin d'ora segnalare i seguenti risultati:

a) E' confermata la possibilità di bruciare in modo abbastanza soddisfacente, e specialmente sui cilindri di maggior diametro, anche combustibili di bassa qualità a condizione che i dispositivi di iniezione e la forma della camera di combustione siano particolarmente adatti.

In altri casi meno favorevoli sono stati segnalati insuccessi o per lo meno la necessità di aggiungere ai combustibili additivi diversi, capaci di facilitare la combustione.

b) Con l'impiego di olio di lubrificazione di tipo normale, gli stantuffi si sporcano rapidamente e si ha l'incollatura delle fasce elastiche.

notevole con l'impiego di olii detergenti; d'una particolare efficacia sembrano essere i tipi più recenti di olio detergente che in America stanno per essere normalizzati. Non si ha però alcun dato né sulla durata di efficienza in servizio degli olii detergenti, né sulla frequenza della loro sostituzione.

Si ha l'impressione che gli stantuffi si mantengano più puliti quando sono raffreddati: come per i motori più grandi, sembra probabile che con i combustibili di bassa qualità sia necessario mantenere le fasce elastiche ad una temperatura più bassa allo scopo di rendere più difficile la formazione dei depositi.

c) Sembra necessario proteggere le sedi delle valvole per mezzo di stellite allo scopo di evitare frequenti bruciature.

d) A motivo della durata non eccessivamente lunga delle prove effettuate dai vari costruttori, non si hanno dei dati precisi sull'usura delle camicie.

Si ha tuttavia qualche indicazione dalla quale risulterebbe che l'usura sia proporzionale al tenore in ceneri e che, per l'impiego di combustibili con additivi, si avrebbe una usura non troppo diversa da quella che si avrebbe con combustibili di buona qualità.

Può darsi che il problema della combustione dei combustibili di bassa qualità nei cilindri di piccolo diametro, a velocità di rotazione dell'albero a manovelle relativamente elevate, presenti delle difficoltà considerevolmente più elevate di quelle che si sono sino ad oggi riscontrate sui motori di grande diametro. E' vero, d'altro canto, che il problema è stato affrontato da troppo poco tempo e non si deve escludere che una ulteriore somma di lavori in questo campo possa dare risultati più favorevoli di quelli che si sono ottenuti sino ad oggi.

Nel Gruppo II/2 sono pure state classificate due Memorie (Messiez-Poche e Brose) le quali, pur essendo molto interessanti, trattano argomenti non omogenei con quelli delle altre Memorie presentate.

La Memoria Messiez-Poche fornisce una statistica comparativa di inconvenienti, in gran parte di carattere meccanico, su motori di piccola potenza, sino a 300 HP, per battelli costieri, funzionanti rispettivamente a gasolio e a fuel oil per impiego domestico.

Lo stesso Autore della Memoria è incerto se e quali degli inconvenienti segnalati possano essere attribuiti all'impiego di combustibili di più bassa qualità.

La Memoria Brose fornisce molti dati sulle caratteristiche dei combustibili, ma non fornisce alcun risultato di funzionamento: evidentemente questa Memoria avrebbe potuto essere inserita più propriamente nel Gruppo I.

Questo stato di cose può essere migliorato in modo

Dott. Ing. ROBERTO DE PIERI.

DETERMINAZIONE DELLE CARATTERISTICHE DI UN COMPRESSORE CENTRIFUGO SPERIMENTALE

Lo scorso anno la Direzione dello Stabilimento FIAT Grandi Motori incaricò il Centro Studi sulla Dinamica dei fluidi del Consiglio Nazionale delle Ricerche, del rilevamento e dell'esame delle curve caratteristiche di un compressore centrifugo sperimentale, progettato dagli Uffici Studi dello Stabilimento come soffiante di lavaggio di motori Diesel lenti a 2 tempi, e costruito nelle Officine dello Stabilimento stesso.

Il suddetto Centro Studi, diretto dal Prof. M. Panetti, ha sede presso il Laboratorio di Aeronautica del Politecnico di Torino, che possiede una moderna attrezzatura adatta per ricerche nel campo della fluidodinamica applicata alle macchine.

Siamo lieti di pubblicare in questo numero del Bollettino il grafico delle curve caratteristiche rilevate sul compressore in argomento presso il Laboratorio di Aeronautica e la relazione in cui vengono descritte le apparecchiature e le modalità seguite nel rilevamento delle curve suddette.

Diciamo subito che le prestazioni di detto compressore sono del tutto normali e, tenendo conto dei notevoli progressi conseguiti negli ultimi anni nella tecnica dei compressori rotativi, esse non presentano particolare interesse dal punto di vista della pura ricerca tecnico-scientifica.

Nonostante crediamo opportuno segnalare ai nostri lettori questa costruzione (prima del genere realizzata dai nostri Uffici Tecnici) perché si tratta di un compressore espressamente studiato come soffiante di lavaggio dei motori Diesel lenti marini ed industriali.

Fatto quindi è stato progettato con il criterio di realizzare una costruzione il più possibile semplice, robusta ed economica, rinunciando all'adozione di accorgimenti e particolarità costruttive che, se da un canto ne avrebbero aumentato le prestazioni, dall'altro avrebbero richiesto soluzioni costruttive più elaborate, più delicate e più costose e di conseguenza meno adatte al tipo di esercizio per cui il compressore fu disegnato.

Detta realizzazione è anche un esempio dell'interesse con cui i nostri Uffici Tecnici studiano i problemi riguardanti la tecnica dei motori Diesel, per quel che riguarda il motore propriamente detto, come pure per i meccanismi ausiliari, tra i quali le soffiante di lavaggio occupano un posto preminente.

1) Sistemazione di prova

a) Gruppo motore-compressore. — Il gruppo è costituito dal motore elettrico, dal moltiplicatore di giri e dal compressore centrifugo sperimentale, montati su di un unico basamento (fig. 1).

Il motore elettrico, della potenza di 300 Kw, a velocità variabile tra 0 ÷ 3000 giri/l', è a corrente continua, ad eccitazione indipendente. Esso può funzionare sia come motore, sia come dinamo freno, chiudendo il circuito su delle apposite resistenze di carico. La corrente di eccitazione viene fornita da un gruppo Leonard di

42 Kw alla tensione di 250 volt; la corrente di alimentazione è data invece dal gruppo Leonard di 300 Kw che serve per il funzionamento della galleria aerodinamica del Politecnico.

Il moltiplicatore di giri è realizzato da una coppia di ingranaggi a dentatura elicoidale con rapporto 2 : 1, lubrificati mediante circuito d'olio sotto pressione.

Il compressore centrifugo sperimentale (fig. 2) è costituito da:

— una carcassa in lega di alluminio, in cui sono ricavati i supporti dell'albero della girante ed il condotto

a chiocciola di mandata dell'aria. Questo, per ragioni di ingombro, si avviluppa in prevalenza nel senso assiale della macchina anziché in direzione radiale;

— una girante in acciaio, a pale incurvate all'indietro, con controdisco;

b) *Apparecchiature di misura.* — La determinazione della potenza sviluppata dal motore elettrico viene effettuata mediante misura della coppia di reazione per pesata della reazione di un braccio fisso alla carcassa oscillante del motore.

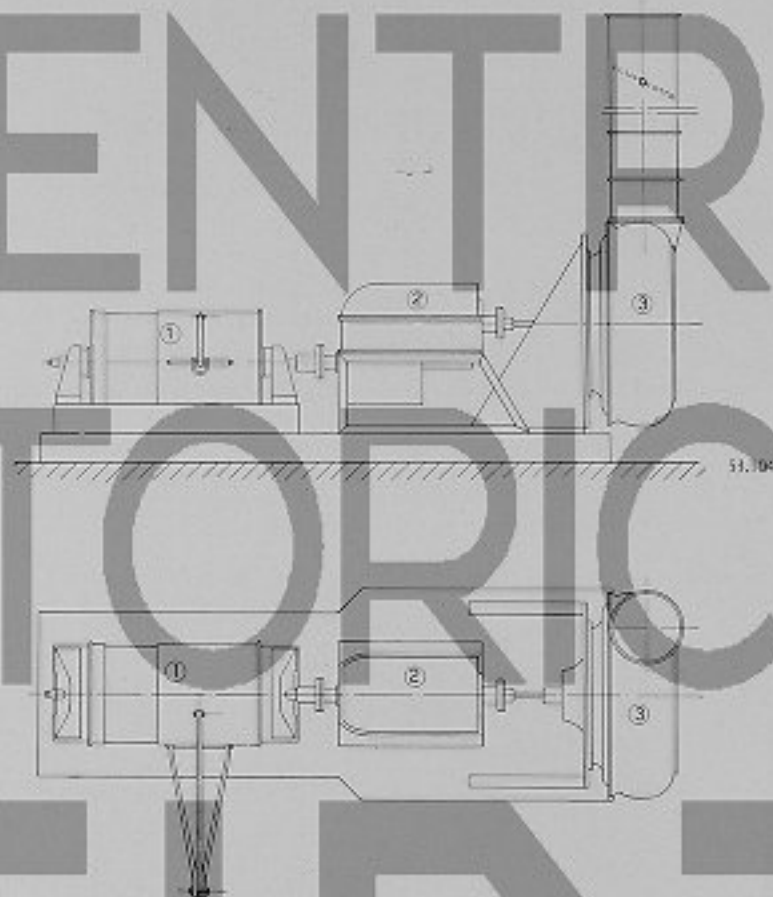


Fig. 1 - Schema installazione di prova.

- (1) - Dinamometro a c.c., da 500 Kw
- (2) - Moltiplicatore di giri - Rapporto 2:1
- (3) - Compressore centrifugo in prova

— un diffusore che è stato costruito in due tipi, di cui uno palettato e l'altro sprovvisto di palette.

I rilievi eseguiti fino ad ora si riferiscono esclusivamente al compressore munito di diffusore palettato.

Alla bocca di uscita della voluta è collegata la tubazione di mandata, del diametro di 500 mm e lunga circa 7,5 m, con valvola a farfalla presso l'estremità superiore. In essa è inserito un tronco di prova con quattro fori a 90° per l'introduzione degli strumenti di misura.

Il numero dei giri è dato da un tachimetro comandato direttamente dall'albero del motore attraverso una trasmissione a cinghia. Il controllo è effettuato per mezzo di un tachimetro portatile.

Per la determinazione delle pressioni, delle velocità e quindi delle portate d'aria, si utilizza un Pitot spostabile radialmente nella condotta, ed un Pitot di controllo, cui è fissata una coppia termoelettrica per la misura delle temperature dell'aria.

La lettura della pressione totale viene fatta su di un

manometro ad U, e quella della pressione dinamica su di un manometro ad alcool ad inclinazione variabile.

La temperatura d'ingresso nella girante si misura con termometro a bulbo disposto presso la bocca d'aspirazione, quella alla mandata con la coppia termoelettrica applicata al Pitot di controllo e relativo potenziometro,

invece doppio, dato che la reazione della carcassa sulla bilancia, a gruppo fermo, risulta definita a meno di ± 100 gr. a causa probabilmente sia dell'attrito nei perni che del magnetismo residuo nei poli, che fanno variare questa reazione tra 17,5 - 17,7 Kg a seconda della posizione angolare del rotore.



Fig. 2 - Sezioni longitudinale e trasversale del compressore.

2) Grado di approssimazione delle misure.

a) Sensibilità degli strumenti.

Bilancia :	50 gr.
Tachimetri :	10 giri/l' per $1500 \leq n \leq 3000$
	20 giri/l' per $3000 \leq n \leq 6000$
Manometri :	0,5 mm
Termometro a bulbo :	0,5 °C
Termocoppia :	1 °C

b) Errori di misura. — Nelle misure effettuate le pesate variano da un minimo di 22 Kg ad un massimo di 83,5 Kg. L'errore percentuale nelle letture varia corrispondentemente dal 2,3 % al 0,6 %.

L'errore nella misura della coppia di reazione risulta

Ad alto numero di giri, la principale causa di errore è la instabilità della corrente fluida, rivelata contemporaneamente dai manometri, specialmente sensibile per le maggiori velocità ($35 \div 45$ m/sec), la quale porta a variazioni di $500 \div 1000$ gr. nelle pesate, con un errore conseguente dell'1 - 2 %.

Nella lettura del numero di giri, passando da 1500 a 6000 giri/l', l'errore passa dall'1 % circa al 0,5 % tenendo conto delle vibrazioni dell'indice.

Nella misura dell'incremento di pressione l'errore varia da un massimo del 5 % per la condizione limite di $n = 1500$ giri/l' e farfalla aperta, al 0,5 % per forte strozzamento ed alto numero di giri. L'oscillazione della colonna manometrica che si verifica per correnti oltre i 40 m/sec porta l'errore di misura a valori variabili dal 3 % al 5 %.

Per la pressione dinamica, l'errore varia dal 10 %, per $n = 1500$ giri/l' e strozzamento quasi completo, all'1 % circa e sino al 0,5 %, a farfalla aperta, raggiungendo il 2 ÷ 3 % in alcuni rilievi oltre 5000 giri/l', per le oscillazioni della colonna.

Per la temperatura ambiente, l'errore nelle letture vale l'1,5 ÷ 2,5 %, e per quella di mandata varia dal 4 %

di mandata del compressore, era presumibile che le velocità della corrente fossero diverse da punto a punto della sezione in cui si eseguivano i rilievi.

Infatti la sezione di misura viene a trovarsi a valle di un tratto di condotta, la voluta, la quale non presenta sezione costante e determina, data la sua forma e la sua posizione rispetto alla girante, una corrente con

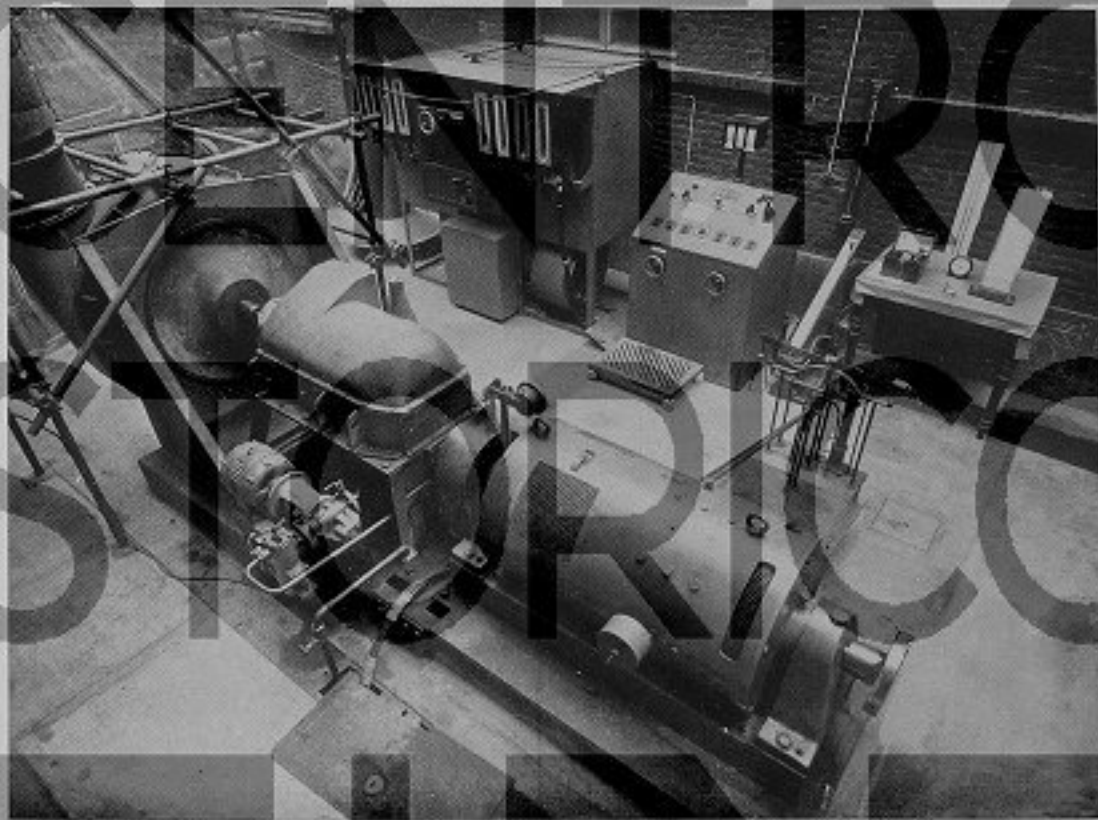


Fig. 3 - Vista generale della installazione di prova.

In primo piano è visibile il gruppo dinamometro - moltiplicatore - compressore.

Sulla parete di fondo sono sistemati gli strumenti di misura, il quadro e le apparecchiature elettriche di comando del dinamometro.

per $n = 1500$ giri/l' all'1 % per $n = 5500$ giri/l', sempre con riferimento alla temperatura espressa in °C.

Nelle zone dei rendimenti elevati e per valori di velocità oltre i 3500 giri/l', che sono normalmente quelli di pratico interesse, gli errori di misura nelle singole letture portano a degli errori globali massimi del 0,1 ÷ 0,3 % nella valutazione dei rapporti di compressione e dell'1 ÷ 3 % nella valutazione delle portate di aria.

3) Rilevamenti eseguiti

Essendosi dovuto disporre, per esigenze di sistemazione, il tronco di misura a piccola distanza dalla bocca

filetti a traiettoria elicoidale, di accentuata curvatura. Di conseguenza, eseguendo i rilievi di portata mediante boccaglio, si sarebbero potuti avere risultati poco attendibili e pertanto si è preferito giungere alla determinazione delle portate attraverso il rilevamento, effettuato mediante Pitot, delle velocità in una sezione del tronco di misura.

Per non ripetere, per economia di tempo, per ogni posizione della farfalla e per ogni numero di giri, i rilevamenti di velocità in un gran numero di punti della sezione, si è anzitutto effettuata una esplorazione sistematica dell'andamento della corrente fluida nella sezione

di misura, al variare del numero di giri e della portata del compressore.

A tale scopo è stata eseguita una serie di rilievi della velocità dell'aria nella sezione di misura in diversi punti

53.108

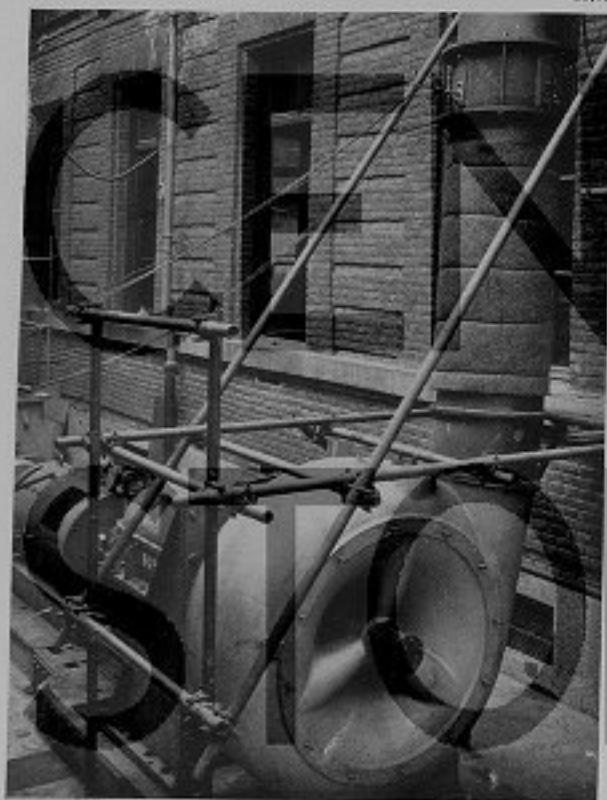


Fig. 4 - Installazione di prova vista dal lato del compressore.

A destra in alto, è visibile, inserito nella condotta di mandata, il troscinetto in cui sono sistemati gli strumenti per la misura delle pressioni e delle temperature.

lungo i due diametri, rispettivamente parallelo e normale all'asse della girante, variando successivamente l'apertura della farfalla e il numero di giri del compressore. Inoltre, sono state fatte delle prove, per 6 velocità comprese tra 1500 e 4000 giri/l', per verificare l'effetto perturbatore della valvola a farfalla, montando al suo posto, alla estremità della tubazione di mandata, un diaframma di 250 mm di diametro (rapporto di contrazione $(d/D)^2 = 0,25$).

In concordanza coi valori dati dalle norme DIN 1952, per cui non si ha sensibile disturbo a monte di una saracinesca oltre una distanza pari a 5 diametri, non è stato riscontrato nel nostro caso, in cui tale distanza vale circa 10 diametri, alcun effetto perturbatore.

Questa analisi preliminare sulla distribuzione di velo-

cità nella sezione, ha permesso di stabilire come fatto essenziale, nonostante le dissimmetrie e le irregolarità della corrente, che la velocità al centro della condotta corrisponde con buona approssimazione al suo valore medio nell'intera sezione, valore che interessa per il successivo calcolo delle portate.

Inoltre sono state rilevate l'esistenza delle perturbazioni previste, che giustificano l'adozione del Pitot al posto del boccaglio, e la possibilità di effettuare un solo rilievo di velocità per ogni prova.

I rilevamenti veri e propri per la determinazione delle caratteristiche del compressore, successivamente eseguiti con Pitot al centro della condotta, sono stati fatti per cinque diverse posizioni della farfalla, da tutto aperto sino allo strozzamento massimo consentito dal pompaggio, e per ciascuna di esse si sono fatti i rilievi delle temperature, delle pressioni totale e dinamica e della coppia di reazione per 9 velocità, comprese tra 1500 e 5500 giri/l'.

53.107



Fig. 5 - Installazione di prova vista dal lato del dinamometro.

4) Elaborazione delle grandezze rilevate

Per riconoscere ed eliminare gli eventuali errori accidentali di misura, e per ricavare i valori delle diverse

grandezze relativi a quelle velocità che interessano, in genere diverse da quelle per cui sono stati effettuati i rilevamenti, si è tracciato, per ogni grandezza rilevata (coppia di reazione, pressioni totali, pressioni dinamiche

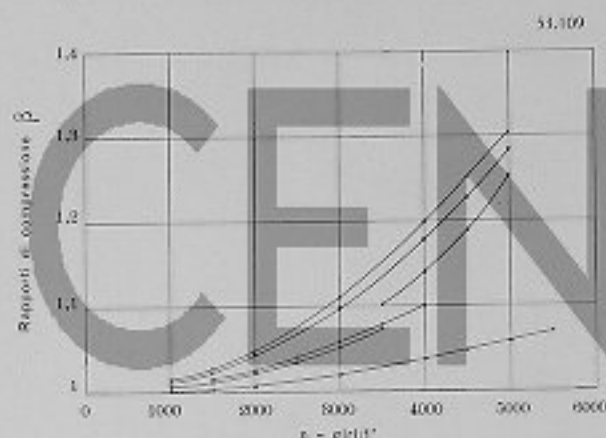


Fig. 6 - Curve rapporti di compressione - giri/l' per diverse aperture della farfalla. (Ogni curva del grafico si riferisce ad una diversa apertura della farfalla).

e temperature alla mandata), un diagramma in funzione del numero di giri, per ogni posizione della farfalla.

I diagrammi risultano molto regolari, con scarto piccolo dei punti di rilevamento.

Si è quindi proceduto, servendosi dei valori così controllati e corretti, alla determinazione della potenza svi-

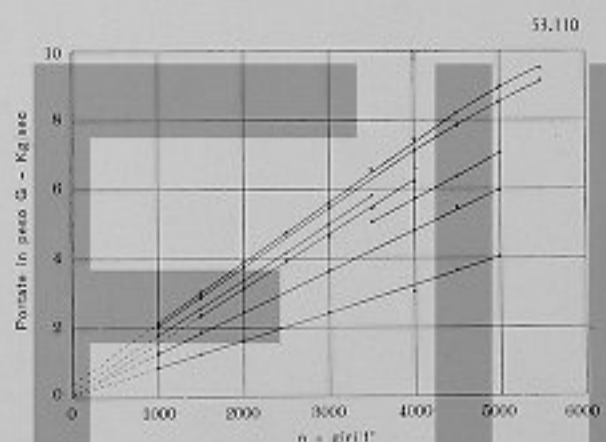


Fig. 7 - Curve portate in peso - giri/l' per diverse aperture della farfalla (ogni curva del grafico si riferisce ad una diversa apertura della farfalla).

luppata dal motore elettrico, dell'incremento di pressione e del corrispondente rapporto di compressione, e delle velocità della corrente fluida.

Con l'assunzione, dimostratasi sufficientemente veri-

ficata, che la velocità media nella sezione in cui si effettuano le misure sia uguale alla velocità rilevata al centro della condotta, si sono calcolate le portate volumetriche alla mandata e, nota la densità dell'aria, le corrispondenti portate in peso e quelle in volume all'aspirazione del compressore.

Per ulteriore controllo, questi valori sono stati riportati, per le diverse posizioni della farfalla, in altrettanti diagrammi, sempre in funzione del numero di giri.

I valori così determinati risultano però riferiti a condizioni ambiente diverse, essendo variate, durante i rilevamenti, sia la temperatura ($10^\circ \leq t \leq 23^\circ\text{C}$) che la pressione ($733 \leq p_1 \leq 755 \text{ mmHg}$).

Perciò, per tracciare il diagramma collinare del compressore, si sono ridotte le grandezze caratteristiche, portate, pressioni di mandata e giri/l', alle condizioni ambiente standard ($t_{10} = 15^\circ\text{C}$, $p_{10} = 760 \text{ mmHg}$) mediante le note relazioni:

$$n_0 = n \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \quad \text{per i giri}$$

$$p_{10} = p_1 \frac{p_{10}}{p_1} \quad \text{per le pressioni}$$

$$G_0 = G \frac{p_{10}}{p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_{10}}} \quad \text{per le portate}$$

dove:

T_1 e p_1 = temperatura assoluta e pressione ambiente durante i rilevamenti;

T_{10} e p_{10} = temperatura assoluta e pressione ambiente standard di riferimento;

n , p_1 e G = giri/l', pressioni di mandata e portate corrispondenti alle condizioni ambiente T_1 e p_1 ;

n_0 , p_{10} e G_0 = giri/l', pressioni di mandata e portate ridotte alle condizioni ambiente standard T_{10} e p_{10} .

Per quanto riguarda il rendimento, esso non varia al variare delle condizioni ambiente, purché restino costanti

$\frac{n}{\sqrt{T_1}}$, $G \frac{\sqrt{T_1}}{p_1}$ e quindi $\beta = \frac{p_2}{p_1}$. Ora le relazioni sopra scritte non sono altro che l'espressione di queste condizioni.

Per la costanza del rendimento si ha:

$$\eta_{ad} = \frac{G \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1\right)}{N} = \frac{G_0 \cdot c_p \cdot T_{10} \cdot \left(\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1\right)}{N_0}$$

e si può così calcolare la potenza N_0 assorbita dal compressore nelle condizioni ambiente di riferimento p_{10} e T_{10} , mediante le relazioni:

$$N_0 = N \cdot \frac{C_0}{G} \cdot \frac{T_{10}}{T_1} = N \cdot \frac{p_{10}}{p_1} \cdot \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}$$

dove

N = potenza assorbita dal compressore nelle condizioni ambiente p_1 e T_1 esistenti durante i rilevamenti.

5) Analisi dei risultati

a) *Velocità.* — Per piccole prevalenze si hanno

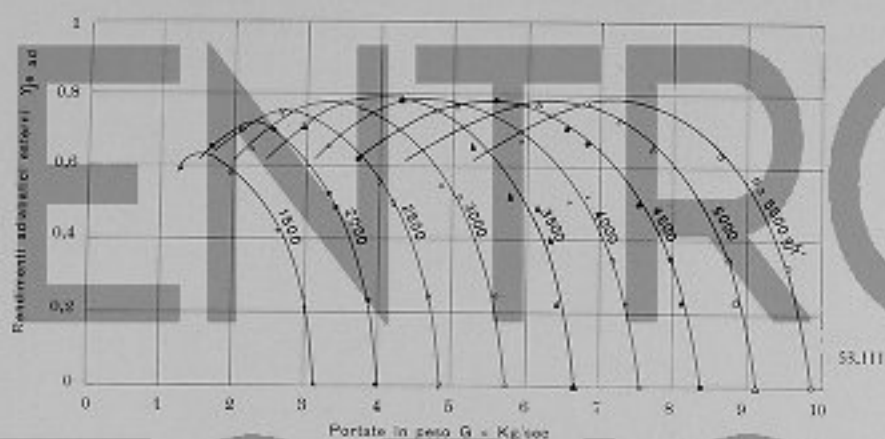


Fig. 8 - Curve portate in peso - Rendimenti adiabatici esterni in funzione dei giri/l'.

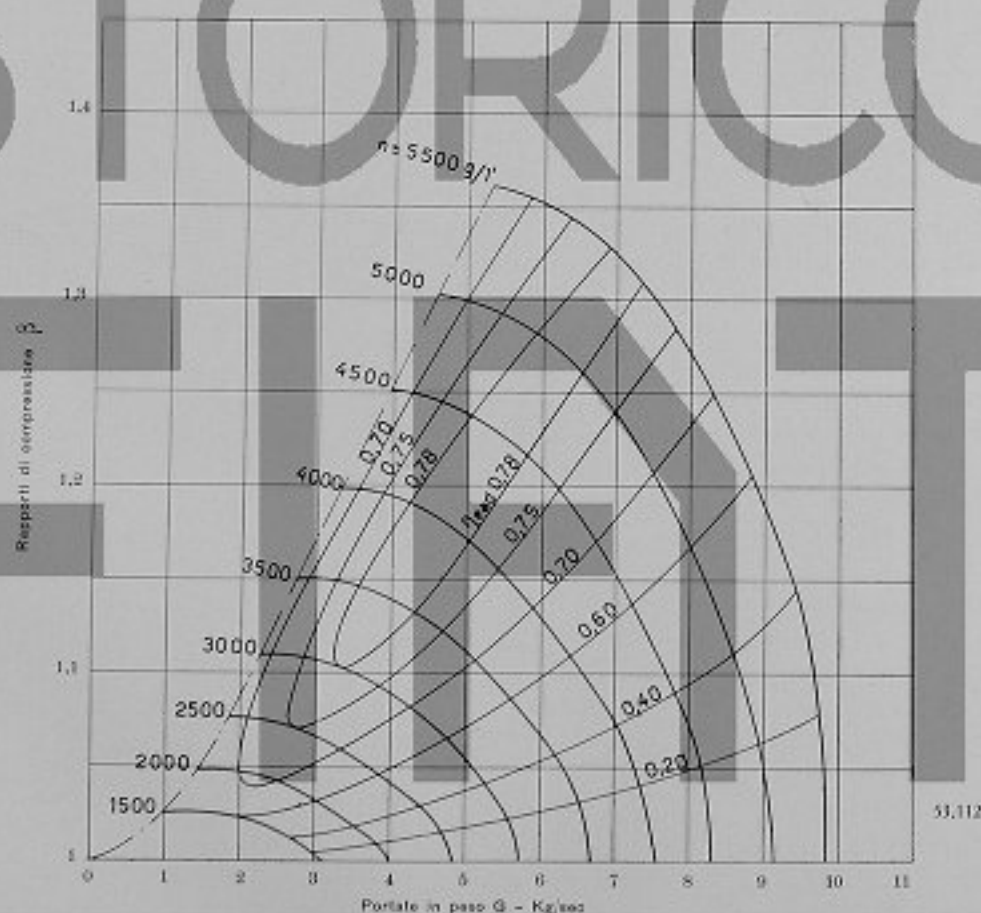


Fig. 9 - Curve caratteristiche del compressore.

forti scarti di velocità nella sezione (dell'ordine del 20 % anche) ed il diagramma delle velocità, ad esempio lungo il diametro parallelo all'asse della girante, presenta una sensibile dissimmetria, con valori maggiori verso il lato aspirazione.

Queste irregolarità, percentualmente costanti al variare del numero di giri, scompaiono gradualmente al crescere dello strozzamento allo scarico, cioè del rapporto di compressione realizzato.

La legge di variazione delle velocità e quindi delle portate fluide al variare del numero di giri, concorda con la legge teorica, lineare, salvo nel tratto $0 \leq n \leq 1000$ giri/l'.

Infatti le curve V_n sono praticamente delle rette, le quali non passano però per l'origine degli assi. Ciò significa che per $0 \leq n \leq 1000$ si ha una legge incrementale via via decrescente, presentando le curve la concavità rivolta verso il basso. La pendenza di queste rette diminuisce, com'è logico, al crescere dello strozzamento allo scarico.

Inoltre, per strozzamenti molto forti, le rette accennano ad incurvarsi lungo tutto il campo d'esperienza.

b) *Pressioni*. — Per quanto riguarda la legge di variazione degli incrementi di pressione statica Δp , in funzione dei giri, quadratica secondo la teoria elementare, l'esponente ricavato dall'esame delle curve è risultato variabile tra $2 \div 2,10$ con un valore medio di 2,05. Verso gli alti numeri di giri tende a diminuire leggermente, avvicinandosi a 2.

c) *Potenze*. — La legge di variazione della potenza assorbita dal compressore al variare del numero di giri n ha l'esponente compreso tra $2,75 \div 3$, variabile con n in modo irregolare per basse prevalenze, e sempre più netto, con andamento crescente, per prevalenze forti.

Le potenze massime assorbite, ad alto numero di giri ($n \geq 4000$) si hanno per farfalla ruotata di 45° , cioè

per prevalenze medie, il che è logico, risultando la potenza come prodotto di due fattori β e G , aventi andamento opposto nel campo di stabilità del compressore.

Comunque le curve N_n per diversi strozzamenti realizzati risultano molto vicine e al disotto dei 4000 giri/l' si intersecano ripetutamente, a causa delle variazioni dell'esponente sopra accennato. Solo la curva per farfalla ruotata di 67° , molto prossima alle condizioni di pompaggio, risulta nettamente distinta dalle altre.

d) *Rendimenti*. — Il calcolo dei rendimenti è stato effettuato mediante la:

$$\eta_{eas} = \frac{1}{75} \cdot \frac{G}{427} \cdot c_p \cdot T_1 \left(\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) / (N_b - N_e) \cdot \eta_{me}$$

dove:

N_b = potenza in Cv calcolata attraverso la coppia di reazione misurata sulla carcassa del motore elettrico;

N_e = potenza in Cv assorbita dalla ventola di refrigerazione del motore;

η_{me} = rendimento meccanico del moltiplicatore.

In mancanza di dati precisi, si è supposto per il moltiplicatore un valore di rendimento di 0,93, costante al variare della potenza trasmessa e della velocità di rotazione.

Successivamente, con altre serie di prove, si provvederà alla determinazione esatta di questo rendimento e si apporteranno le eventuali correzioni ai valori del rendimento del compressore riportati nel diagramma delle curve caratteristiche.

Dott. Ing. RICCARDO MAUTINO
del Centro di Fluidodinamica
del Consiglio Nazionale delle Ricerche

COMPRESSORI D'ARIA DI AVVIAMENTO DI MOTORI DIESEL

1) Premessa

I dispositivi destinati alla produzione dell'aria compressa hanno sempre vivamente interessato i costruttori e gli utenti di motori Diesel di media e grande potenza.

Fino ad alcuni anni fa l'aria compressa era impiegata per l'introduzione del combustibile nella camera di combustione (iniezione pneumatica) e per la messa in moto dei motori; operazioni ovviamente indispensabili per il funzionamento dei motori stessi.

Anche oggi giorno, sebbene con il generalizzarsi dei sistemi meccanici di iniezione del combustibile l'impiego dell'aria compressa sia limitato solo alle manovre di avviamento, non è diminuita l'importanza di quel complesso di organi che costituiscono il servizio di aria compressa.

Per questo motivo diversi costruttori di motori preferiscono fornire ai Clienti compressori d'aria di propria fabbricazione, disegnati e costruiti con i criteri di solidità e sicurezza di funzionamento normalmente adottati nella costruzione dei motori principali.

Anche la FIAT Grandi Motori, fin dai primi anni della sua attività, oltre che costruire compressori di aria per l'iniezione del combustibile (tre stadi; pressione massima di mandata 70 Kg/cm²) ha anche costruito compressori dell'aria di avviamento (due o tre stadi; pressione massima di mandata da 30 a 75 Kg/cm²).

Generalizzatosi l'uso dell'iniezione meccanica del combustibile, la costruzione dei compressori è stata limitata soltanto a quelli per l'aria di avviamento. E, recentemente, alla luce dell'esperienza costruttiva e di esercizio acquisita in proposito nei suoi lunghi anni di attività, la Grandi Motori ha rinnovato in modo omogeneo i propri disegni realizzando i compressori d'aria d'avviamento che illustreremo sommariamente nel presente articolo.

2) Caratteristiche generali

La nuova serie è costituita da quattro compressori di caratteristiche costruttive simili e con diversi organi

uguali, ma che differiscono per le dimensioni e le velocità di rotazione e quindi per le portate di aria aspirata.

Nella tabella I sono riportate: le dimensioni geometriche dei quattro tipi di compressori suddetti, la portata volumetrica (in mc/h) di aria aspirata alle condizioni am-

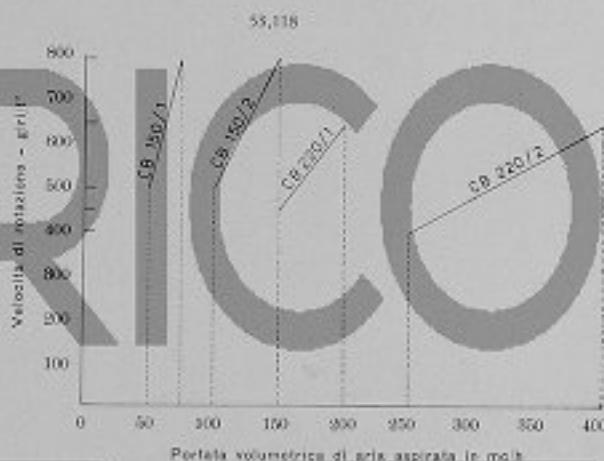


Fig. 1 - Portate di aria aspirata, in funzione dei giri, dai quattro tipi di compressori di normale costruzione.

biente e la potenza assorbita per i regimi di velocità minimo e massimo di ogni compressore della serie.

Come risulta dalla fig. 1, con i quattro tipi di normale costruzione è praticamente possibile coprire quasi con continuità tutto il campo di portate di aria comprese tra i 50 mc/h ed i 400 mc/h circa. Il che consente di disimpegnare, con questi gruppi, il « servizio di aria compressa » di installazioni Diesel fisse o navali con potenza compressa tra circa 1000 e qualche decina di migliaia di Cv.

L'architettura generale della costruzione, uguale per tutti e quattro i compressori, è caratterizzata dai cilindri disposti su un V di 60° con i cilindri del primo stadio allineati su un lato del V, ed i cilindri del secondo stadio sull'altro lato.

In tal modo è stato possibile stabilire con sufficiente libertà il diametro e la corsa dei due stadi della compressione

ed ottenere, per ogni stadio, il valore più opportuno del rapporto diametro/corsa in funzione delle velocità medie di stantuffo desiderate e della possibilità di sistemare valvole dell'aria di dimensioni sufficienti nel cielo della testata del cilindro del secondo stadio.

Questa libertà di dimensionamento non esiste, ad

con valvole sistemate nel cielo delle testate, per avere valori accettabili della velocità dell'aria attraverso le valvole, occorre adottare modeste velocità medie dello stantuffo e di conseguenza, dato il valore della corsa, velocità di rotazione alquanto basse.

Oppure occorre rinunciare alla sistemazione delle val-

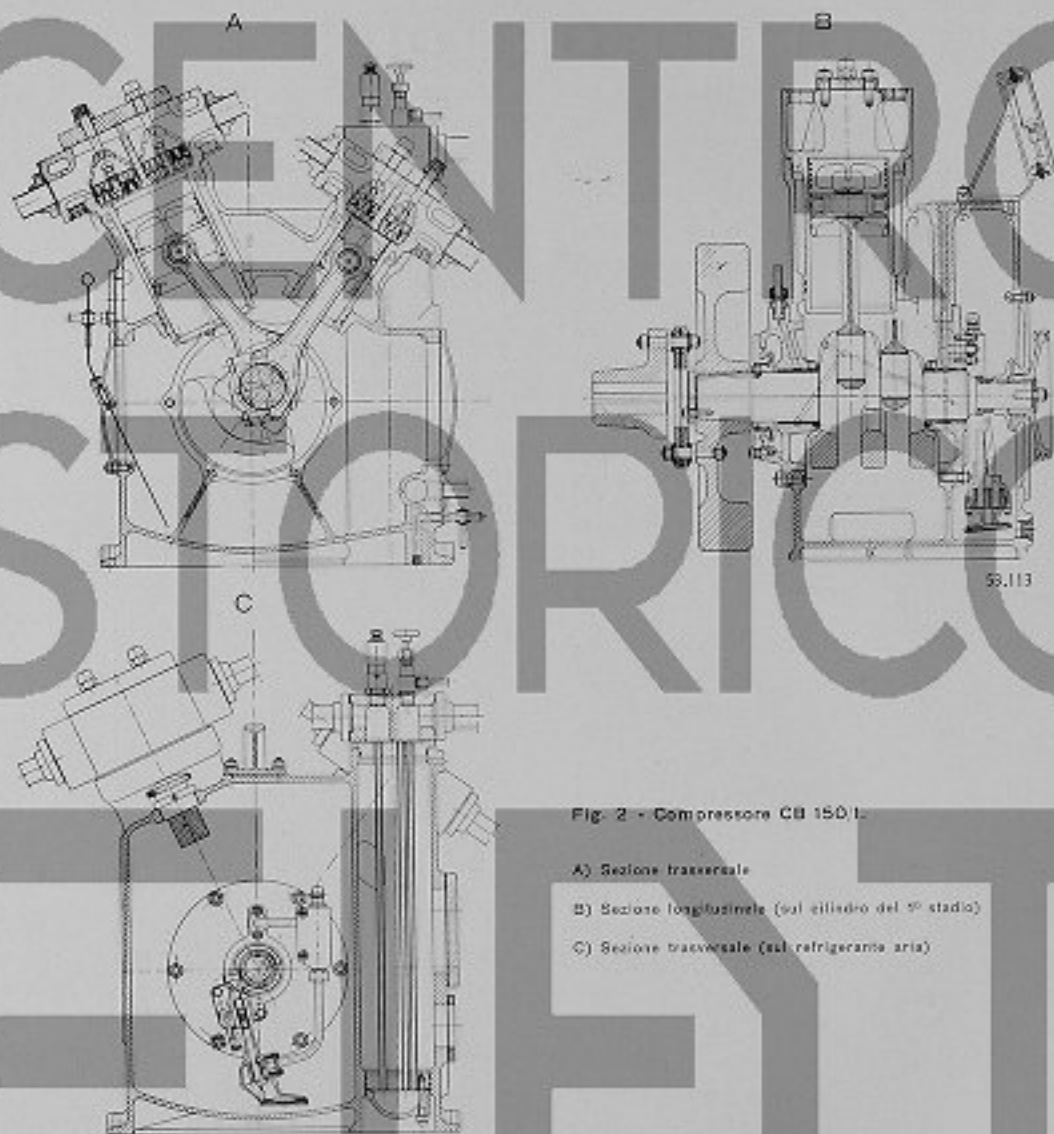


Fig. 2 - Compressore CB 150 L.

A) Sezione trasversale

B) Sezione longitudinale (sul cilindro del 1° stadio)

C) Sezione trasversale (sul refrigerante aria)

esempio, nei compressori con stantuffi differenziali in cui gli stantuffi dei due stadi in serie, comandati da un'unica biella, hanno necessariamente la stessa corsa. E poiché nei compressori a 30 Kg/cm², la cilindrata del secondo stadio ha un volume di circa un quinto della cilindrata del primo stadio, a causa dell'uguaglianza di corsa tra i due stadi, il diametro dello stantuffo del secondo stadio risulta molto piccolo rispetto alla corsa.

Quindi, nei compressori con stantuffi differenziali e

valvole in testa, adottando soluzioni costruttive generalmente più complesse.

Invece, con la soluzione da noi seguita abbiamo potuto ottenere macchine di modesto peso ed ingombro, pur mantenendo la velocità di trafilamento dell'aria attraverso le valvole a valori sufficientemente bassi che consentono di ottenere soddisfacenti condizioni di funzionamento.

La costruzione a V ci ha inoltre consentito di realizzare una razionale sistemazione dei cilindri, dei refrige-

ranti dell'aria e delle tubazioni nonché una buona accessibilità agli organi interni del compressore.

Come facilmente si vede dalla tabella 1, i quattro

ognuno dei quali costituiti con uno o due gruppi di cilindri uguali.

Quindi, data la identità delle linee generali costruttive dei

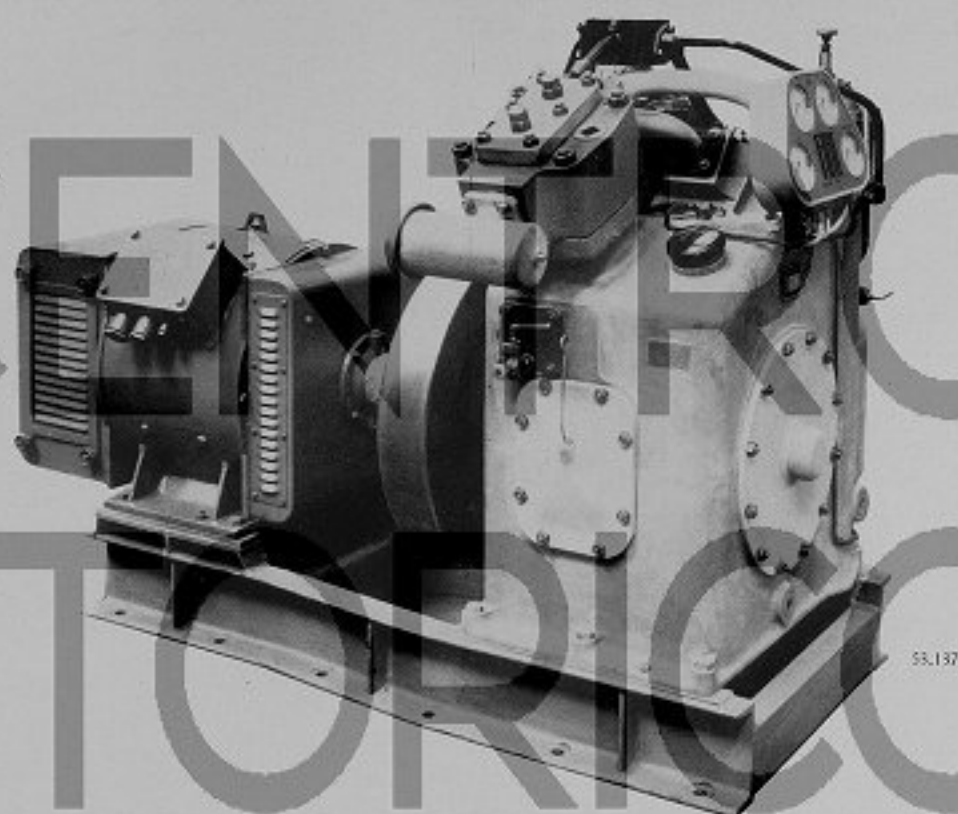


Fig. 3 - Compressore CB 150/1 con motore elettrico.

compressori in esame si riducono, per quel che riguarda le dimensioni e le caratteristiche costruttive dei cilindri, a due soli tipi e cioè ai tipi CB 150 e CB 220,

due tipi considerati, ad evitare inutili ripetizioni, ci limitiamo ad illustrare le principali caratteristiche dei quattro compressori senza fare specifico riferimento all'uno o all'altro tipo.

Compress. tipo	N° cil. per stadio	Cil. 1° stadio			Cil. 2° stadio		Prestazioni				
		Ø mm	Corso mm	Cil. geom. l/giro	Ø mm	Corso mm	Velocità di rotazione g/l'	Velocità media stantuffo m/sec		Portata m³/h.	Pot. ass. Cv
								1° stadio	2° stadio		
CB 150/1	1	150	150	2,64	90	74	500	2,5	1,23	50	15
							800	4	1,97	75	23
CB 150/2	2	150	150	5,28	90	74	500	2,5	1,23	100	30
							800	4	1,97	150	46
CB 220/1	1	220	200	7,60	135	110	450	3	1,65	150	40
							650	4,33	2,38	200	53
CB 220/2	2	220	200	15,20	135	110	400	2,66	1,47	250	67
							650	4,33	2,38	400	105

3) Caratteristiche costruttive

Nelle figg. 2, 3, 4, 5 sono riprodotte le sezioni e le viste esterne dei compressori CB 150/1 e CB 220/2 e

risultano le caratteristiche costruttive della macchina che qui riassumiamo. Il basamento, il corpo dei cilindri e il corpo dei refrigeranti costituiscono una struttura monoblocco di ghisa

A

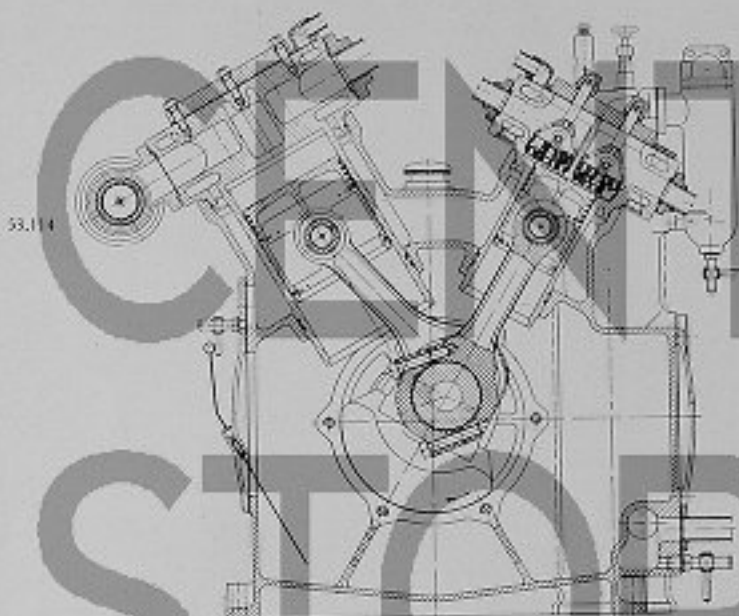


Fig. 4 - Compressore CB 220/2.

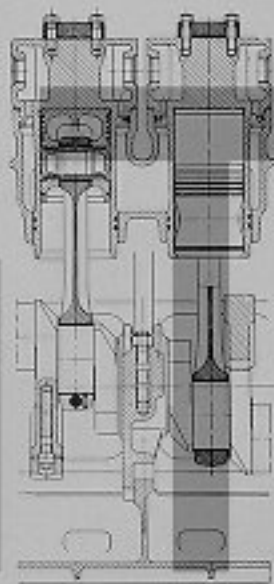
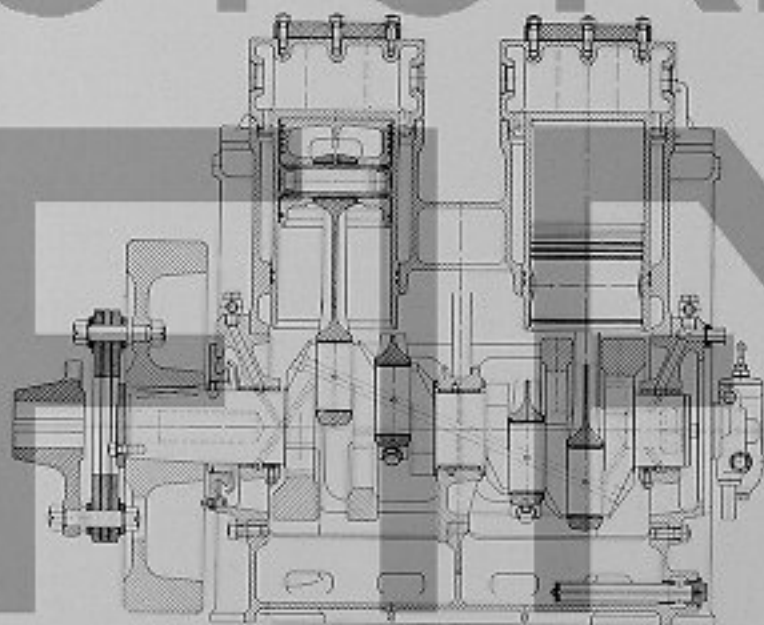
A) Sezione trasversale

B) Sezione longitudinale (nei cilindri del 1° stadio)

C) Sezione longitudinale (nei cilindri del 2° stadio)

B

C



cioè del tipo più piccolo e del tipo più grande della serie da noi attualmente prodotta. Da esse si può avere un'idea abbastanza chiara delle principali caratte-

ad alta resistenza che conferisce a tutta la costruzione caratteristiche di notevole robustezza e solidità.

Sia l'albero a gomiti (munito di contrappesi) che le

bielle sono montati su cuscinetti a strisciamento con metallo bianco e lubrificati da olio sotto pressione messo in circolazione da apposita pompa ad ingranaggi.

L'albero a gomiti poggia su cuscinetti di banco le cui sedi sono ricavate sulle pareti esterne e centrale del basamento. E' possibile smontare i cuscinetti, per le revisioni e manutenzioni normali, senza dover smontare l'albero a gomiti.

Le bielle sono di acciaio stampato: gli stantuffi di

— sedi per le valvole di aspirazione e mandata sufficientemente ampie per consentire la sistemazione di valvole di grandi sezioni di efflusso.

La refrigerazione dell'aria tra i due stadi della compressione ed a valle del secondo stadio è ottenuta a mezzo di acqua dolce o acqua di mare circolante nei refrigeranti sistemati a valle sia del primo che del secondo stadio.

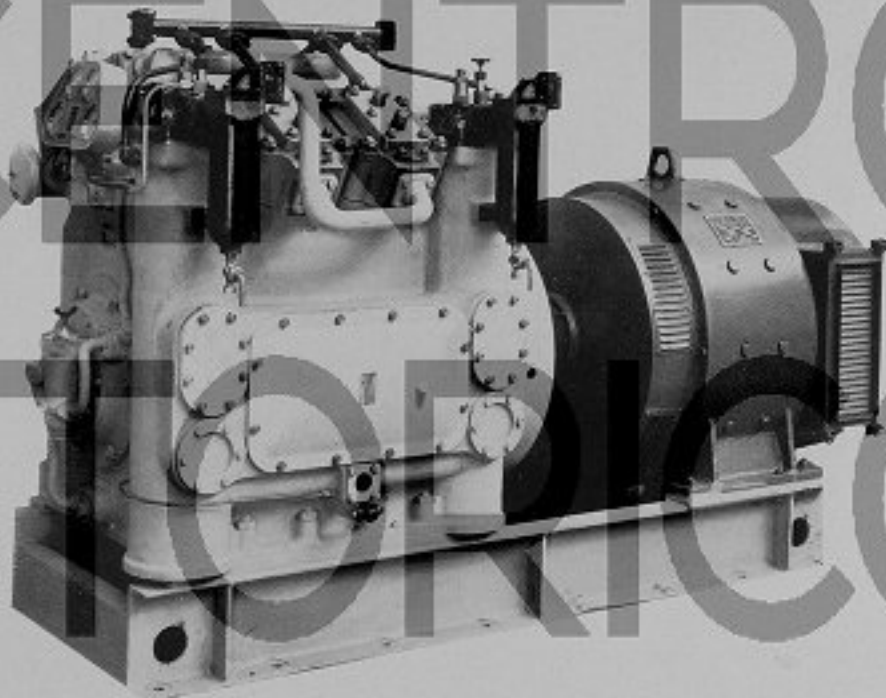


Fig. 5 - Compressore CB 220/2 con motore elettrico.

ghisa con spinotti liberi di ruotare rispetto ad essi e rispetto alle bielle.

Su una estremità dell'albero a gomiti è calettata la pompa olio per la lubrificazione dei cuscinetti; sull'altra estremità sono sistemati il volano, il giunto elastico, la flangia di accoppiamento alla macchina motrice, che può essere indifferentemente un motore elettrico a corrente continua o alternata o un motore a combustione.

Le testate di tutti i cilindri, di pezzo con le camicie, sono in ghisa speciale e portano le sedi per le valvole di aspirazione e mandata.

Nel disegno delle testate dei cilindri si è cercato di ottenere, compatibilmente con le esigenze di fonderia:

— una razionale distribuzione delle masse e dei vuoti per le camere di acqua, in modo da avere temperature il più possibile uniformi in tutta la testata ed una refrigerazione particolarmente efficace in prossimità delle sedi delle valvole,

Particolari cure sono state poste nel disegno delle valvole di aspirazione e mandata dell'aria che sono forse l'organo più delicato dei compressori alternativi a causa delle condizioni di lavoro particolarmente onerose a cui sono sottoposte, specialmente nel secondo stadio della compressione.

4) Caratteristiche di funzionamento

Sui prototipi dei compressori tipo CB 220/2 e CB 150/1 sono stati eseguiti misure e rilievi per determinarne prestazioni e caratteristiche di funzionamento.

Presentiamo qui alcuni grafici in cui sono riassunti i risultati più significativi dei rilievi eseguiti sui compressori suddetti. Si nota che le corrispondenti curve relative alle caratteristiche di funzionamento dei due tipi di compressori esaminati hanno un andamento simile e differiscono solo per i valori delle singole caratteristiche.

Più precisamente, il rendimento volumetrico e totale del compressore CB 150/1 risulta inferiore al corrispondente valore del compressore CB 220/2. Ciò è do-

La fig. 6 rappresenta in coordinate pressioni-volumi, il ciclo effettivo di lavoro che si compie nei due stadi del compressore CB 220/2.



vuto principalmente alle minori dimensioni dei cilindri ed alla conseguente difficoltà di ottenere volumi nocivi percentualmente piccoli e modeste perdite di potenza di

Esso è stato ricavato dai rilievi delle pressioni nei cilindri del primo e del secondo stadio (fig. 7) eseguiti dal nostro Servizio Sperimentale mediante apparecchia-

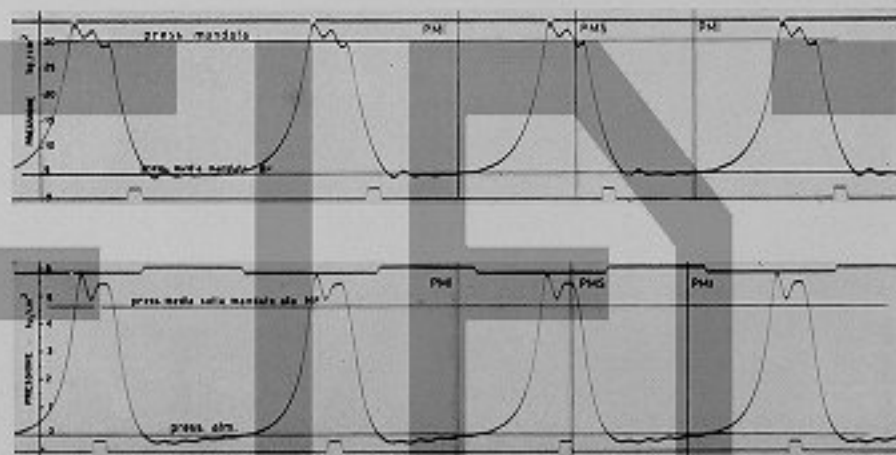


Fig. 7 - Compressore CB 220/2.

Diagrammi delle pressioni nei cilindri del 1° e del 2° stadio in funzione delle rotazioni di manovella. Questi diagrammi sono stati rilevati con oscillografo elettromagnetico e rivelatore a variazione di capacità o sono serviti a tracciare il diagramma pressioni-volumi di fig. 6.

origine meccanica e termofluidodinamica (che crescono sensibilmente al diminuire delle dimensioni dei compressori).

tura oscillografica con rivelatore a variazione di capacità elettrica.

In figg. 8 e 9 sono riportate le curve dei rendimenti volumetrico e totale, della potenza assorbita e della portata di aria aspirata in funzione della velocità di rotazione dei due tipi di compressore CB 150/1 e CB 220/2.

costanti per un vasto campo di variazione della velocità di rotazione. In conseguenza di queste favorevoli caratteristiche termiche e del fatto, che le condizioni di bilanciamento delle masse in moto dei compressori sono soddisfacenti

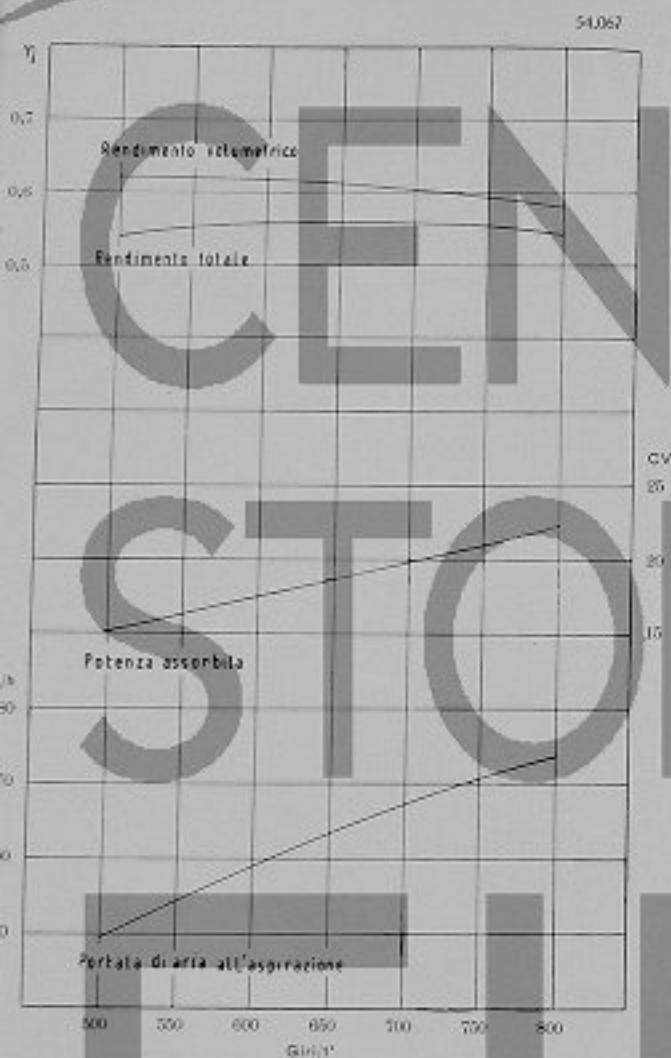


Fig. 8 - Compressore CB 150/1.

Portate di aria, potenza assorbita e rendimenti totale e volumetrico in funzione della velocità di rotazione del compressore.



Fig. 9 - Compressore CB 220/2.

Portate di aria, potenza assorbita e rendimenti totale e volumetrico in funzione della velocità di rotazione del compressore.

Il rendimento totale è calcolato come rapporto tra la minima potenza richiesta dalla compressione adiabatica in due stadi e con refrigerazione intermedia e la potenza effettivamente assorbita dal compressore. Esso quindi risulta uguale al prodotto del rendimento adiabatico per il rendimento meccanico del compressore.

Tenuto conto delle dimensioni e delle caratteristiche costruttive e di impiego dei compressori in argomento, i valori rilevati sia per il rendimento volumetrico che totale risultano soddisfacenti e si mantengono praticamente

fino alle più elevate velocità di rotazione previste, i compressori in argomento possono essere impiegati in un vasto campo di velocità.

Essi quindi possono fornire portate fortemente variabili di aria compressa richiesta per l'avviamento dei motori Diesel marini e terrestri di diversa potenza o per altri impianti industriali di vario tipo che per il loro ciclo di lavoro richiedono compressori d'aria robusti e di economico e sicuro funzionamento.

Dott. Ing. NICOLÒ MANCUSO.

NOTIZIE SU NAVI CISTERNE CON APPARATI MOTORI FIAT ENTRATE IN SERVIZIO NEGLI ANNI 1953-54

Gli anni 1953-54 hanno veduto o vedranno il compimento del ciclo di costruzione di un numeroso gruppo di navi cisterna di grande portata di cui a suo tempo i Cantieri italiani hanno avuto l'ordinazione.

Una notevole parte di queste navi è stata provvista di motori Fiat e per questo desideriamo qui riportare notizie ed informazioni su quel gruppo di esse che ha come elemento comune un apparato motore omogeneo, costituito cioè da motori con cilindri delle stesse dimensioni e caratteristiche.

Ben nove di tali navi, infatti, sono azionate da motori del nostro tipo 750 pur variando nel numero dei motori installati e nel numero di cilindri impiegati.

Sono entrate in servizio:

- quattro navi praticamente uguali (Volere, Tenacia, Coraggio, Italmotor) da ca. 27.000 t di portata con apparato motore a due eliche, azionate ognuna da un motore a 9 cilindri
- due navi (Ignazio e Francesco Babolini) rispettivamente da 18 e 20.000 t di portata con due eliche, ognuna azionata da un motore a 7 cilindri
- una nave (Agostino Fassio) da 19.000 t di portata con una sola elica azionata da un motore a 9 cilindri.

Sono in avanzato allestimento ed entreranno in servizio nel corrente anno:

- una nave da 27.500 t (Taormina) con apparato motore a due eliche, azionata ognuna da un motore a 7 cilindri
- una nave da 18.500 t (Marilen) con apparato motore ad una elica, azionata da un motore a 9 cilindri.

Il motore sostanzialmente comune a tutte queste navi è, come detto sopra, il nostro tipo 750 costituito da cilindri a semplice effetto con 750 mm di diametro e 1320 mm di corsa. Non ne ripetiamo qui la descrizione in quanto essa è stata riportata altre volte in questi bollettini; esso è oggi il motore di maggiore potenza a semplice effetto da noi costruito e, per le sue doti di robustezza, semplicità, facilità di accesso e di smontaggio, può essere certamente considerato adatto al servizio duro e gravoso delle navi cisterne.

Le successive edizioni dello stesso motore hanno comportato e comportano, nel tempo, varianti minori destinate a migliorare il funzionamento, specialmente in relazione all'uso di combustibili pesanti; ma sostanzialmente la costruzione è rimasta immutata negli ultimi anni e non occorre quindi, come detto sopra, ripeterci.

Qualche maggiore informazione potrà essere utile dare sul motore a 7 cilindri, in quanto è di costruzione particolarmente compatta, utilizzando la possibilità di impiegare un albero a gomito semicomposto in un sol tronco: ciò che forse costituisce un limite per cilindri di queste dimensioni.

Questo ha permesso di riprodurre la costruzione standard da noi impiegata su motori di minore potenza del tipo 680, e cioè quella di raggruppare assieme tutti i cilindri e di riportare in testa al motore, in accoppiamento diretto con l'albero a gomito, il gruppo delle pompe del combustibile.

Con questo, pur restando praticamente invariata la lunghezza totale del motore, è stata notevolmente ridotta la lunghezza e quindi il peso del gruppo cilindri e delle pompe d'aria, e si è ottenuta una costruzione più semplice ed economica. Dalle fotografie dei motori a

7 a 9 cilindri potrà rilevarsi senz'altro la differenza delle due costruzioni (fig. 1 e fig. 2).

Il motore a 9 cilindri è costituito da due gruppi di 4 e 5 cilindri, collegati da un elemento intermedio entro il quale sono situate le flangie di accoppiamento dei due tronchi di albero motore; in corrispondenza di queste è

a velocità fra i 120 e 125 giri, a seconda delle applicazioni. In effetto, per desiderio degli Armatori, su alcune navi è stata fissata per le eliche la velocità di 115 giri e ridotta la prestazione dei motori; mentre, sulle altre navi, i motori lavorano nelle condizioni di prestazioni e velocità normale.

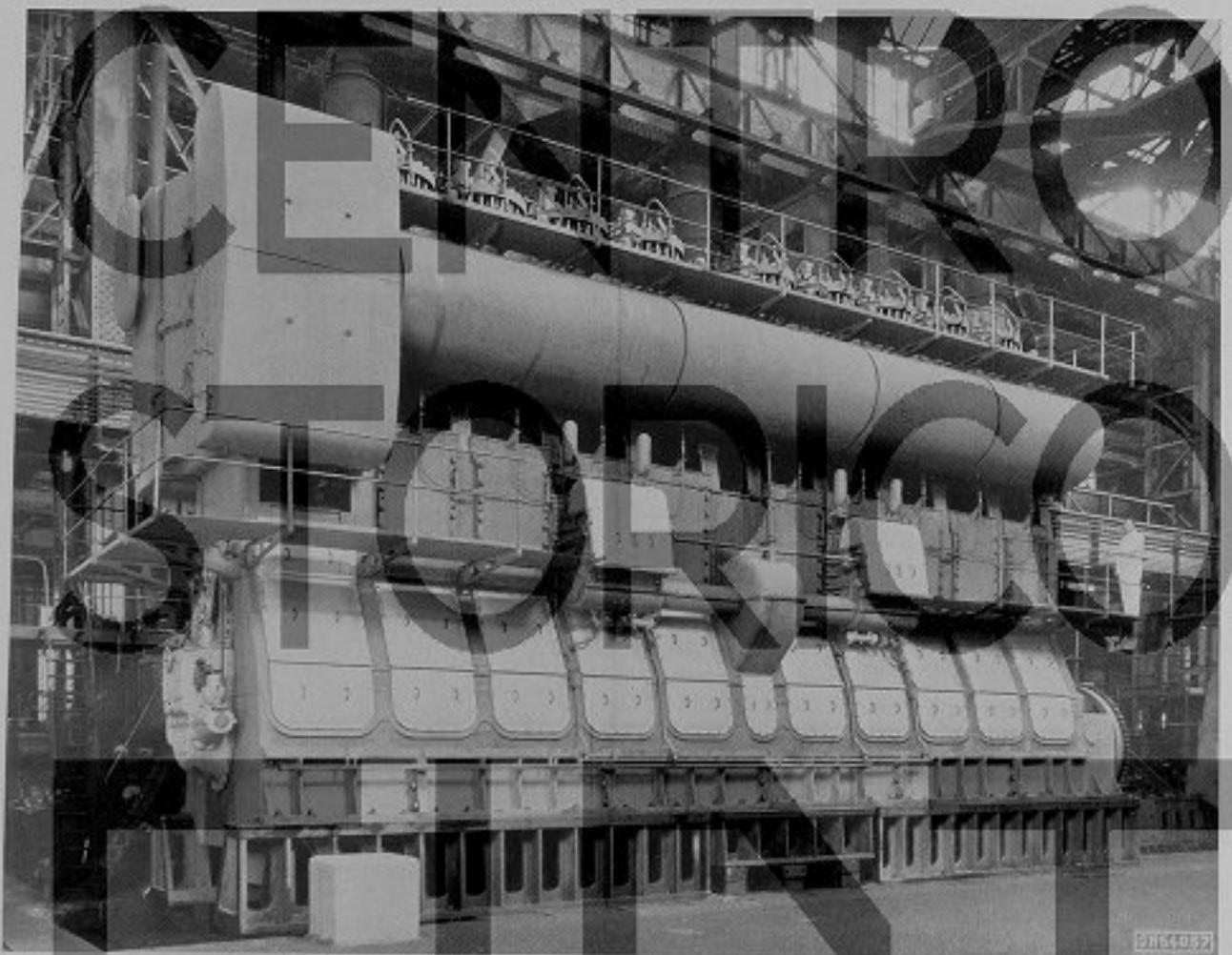


Fig. 1 - Motore FIAT 769 da 7000 HP - Osservare la sistemazione delle pompe del combustibile, disposte in due gruppi lateralmente sul motore e comandate in corrispondenza della unione centrale dei due tronchi dell'albero a manovella.

derivato, mediante ruote dentate, il comando delle pompe del combustibile disposte in due gruppi sul fronte del motore.

Il motore a 7 cilindri è invece costituito da un blocco unico di cilindri tutti adiacenti, e la pompa del combustibile si trova in basso all'estremità prodiera costituendo un complesso unico col posto di manovra.

La potenza dei motori non è stata valutata con metro uniforme in queste varie costruzioni. Essa è da noi stabilita, in via normale, fra i 750 e gli 800 HP/cilindro

Ciò posto, passeremo ad una sommaria descrizione delle varie navi sopra indicate con particolare riferimento alla sistemazione dell'apparato motore e relativi ausiliari.

1) Cisterne da circa 27.000 t.

Secondo un disegno praticamente identico sono state costruite e consegnate nel 1953, dal Cantiere Ansaldo

di Sestri, le navi cisterna « Tenacia » (fig. 3) e « Coraggio » (fig. 4) per conto dell'Armatore Lauro e la M/c « Italmotor » (fig. 5-6-7) per conto della Società di Navigazione Italmotor.

Ripetiamo, riferendoci in modo speciale all'« Italmotor », le caratteristiche principali:

Il Cantiere Ansaldo aveva già costruito nel 1950, per l'Armatore Lauro, una cisterna analoga da 26.000 t, essa pure con apparato motore uguale a quello delle navi attuali; di tale nave, la M/c « Volere », abbiamo dato una ampia descrizione nel nostro bollettino n. 3 del 1951.

Rispetto alla precedente edizione, le nuove navi sono

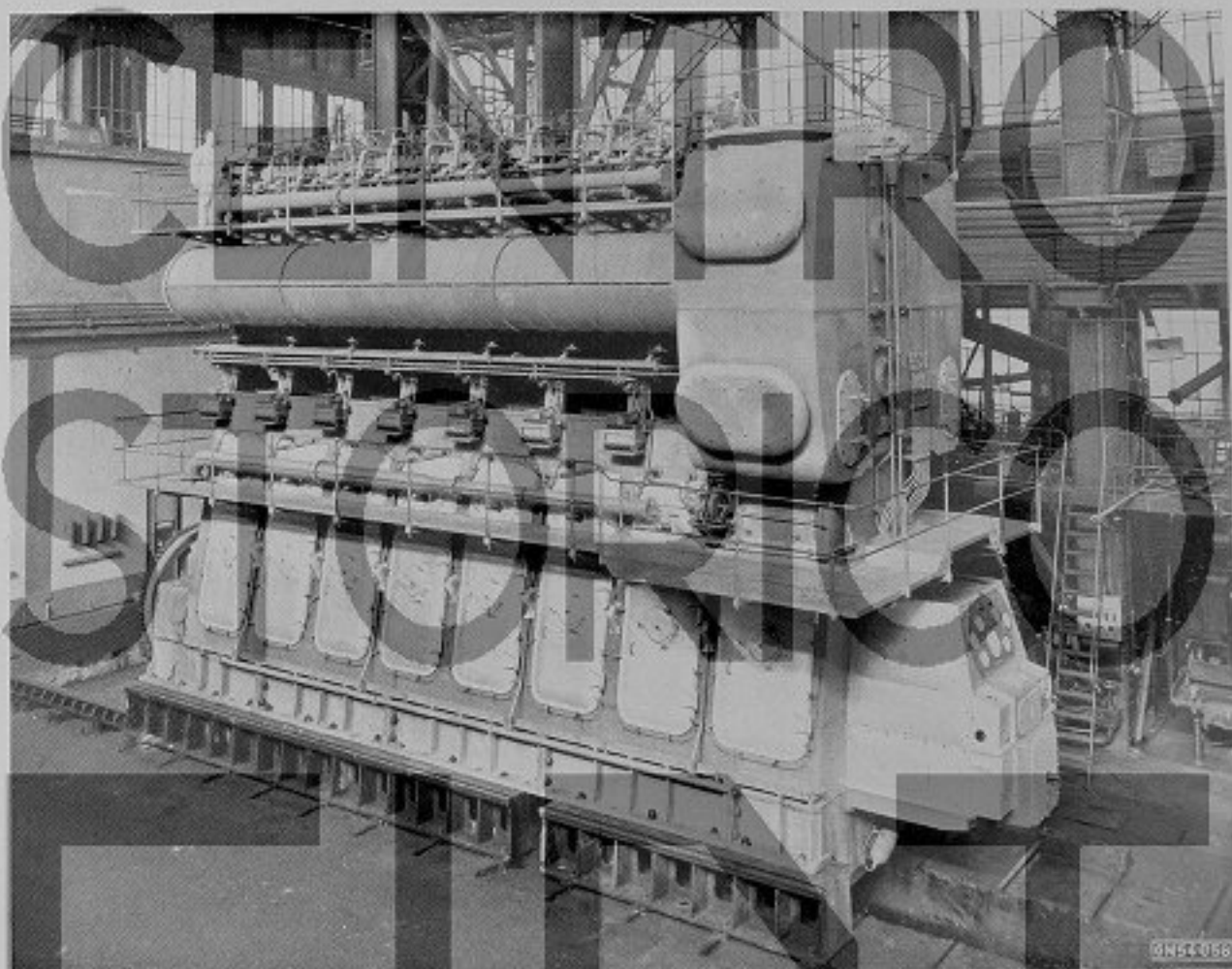


Fig. 2 - Motore FIAT 757 da 5500 HP - Notare l'appendice ricavata sulla estremità prodiera del motore, lato pompa-aria. In tale appendice, oltre alla manovra, sono sistemate le pompe del combustibile, comandate direttamente sul prolungamento dell'albero a manovella.

— lunghezza fuori tutto . . .	L_{max}	= m. 191,35
— lunghezza fra le Pp . . .	M_{pp}	= m. 181
— lunghezza massima f.o. . .	l	= m. 25
— altezza al ponte di coperta . . .		= m. 13,25
— immersione a pieno carico . . .	i	= m. 10
— dislocam. corrispondente . . .		= t. 35.800
— stazza lorda		= t. 17.050
— portata lorda		= t. 26.700
— capacità complessiva delle stive per carico liquido . . .		= mc. 30.100
— velocità in pieno carico . . .	n	= nodi 16

leggermente maggiorate nella portata e differiscono nel tipo e nella sistemazione dei mezzi di carico e scarico. Nella M/c « Volere » la centrale delle pompe era situata al centro nave ed era costituita da pompe a stantuffo azionate a vapore.

Nella nuova edizione le navi sono fornite di una centrale di pompe centrifughe azionate da turbine a vapore; le pompe sono disposte in un locale adiacente al locale di macchina, mentre le turbine di azionamento delle

pompe stesse sono nel locale di macchina principale. Naturalmente questo spostamento della posizione della centrale delle pompe ha portato notevole modifica nella

installate caldaie di ricupero sullo scarico dei motori principali, mentre la M/c « Italmotor » è stata provvista di due caldaie a gas di scarico tipo Lamont, lavoranti in



Fig. 3 - M/c "Tenacia", della Flotta Lauro.

compartimentazione della nave e nelle tubolature. Inoltre le caldaie per il servizio del carico, che nella M/c « Volere » erano del vecchio tipo cilindrico con tubi a ritorno di fiamma, sono state sostituite per ragioni di

ciruito di vapore con una calderina ausiliaria. Con questo l'« Italmotor » è provvista di un duplice impianto di vapore di cui uno ad alta pressione per il servizio principale delle pompe del carico, ed uno a bassa pressione



Fig. 4 - M/c "Coraggio", della Flotta Lauro.

leggerezza e di rendimento con caldaie di disegno più moderno a tubi d'acqua.

Nelle due cisterne dell'Armatore Lauro non sono state

per il servizio dell'apparato motore e della nave durante la navigazione.

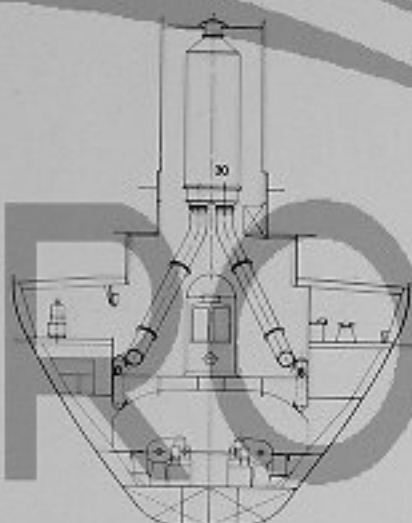
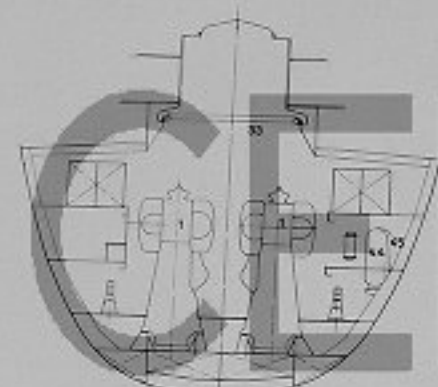
Nell'apparato motore di propulsione è stato migliorato,

Sez. ord. 29 guardando prua

Sez. ord. 38 guardando prua



Fig. 5 - M/c "Italmotor" - Sezioni e piante del locale macchine.



Pos.	DENOMINAZIONE	Pos.	DENOMINAZIONE	Pos.	DENOMINAZIONE
1	Motore principale tipo FIAT 759	18	Diesel compressore	34	Albero porta elica di rispetto
2	Vivatore elettrico	19	Refrigerante acqua per diesel compressore	35	Pompa imbarco e travaso nafta
3	Pompa circolazione olio	20	Recipiente triellica	36	Pompa travaso giornali nafta
4	Pompa circolazione acqua dolce	21	Dinamo azionata dal M. P.	37	Pompa sentina
5	Pompa circolazione acqua mare	22	Diesel dinamo	38	Pompa imbarco travaso acqua dolce
6	Pompa riserva circolazione olio	23	Refrigerante acqua per diesel dinamo	39	Pompa servizio ingegneria
7	Pompa riserva circol. acqua dolce e mare	24	Gruppo elettrogeno con motore a vapore	40	Pompa servizio butterworth
8	Refrigerante olio	25	Quadro elettrico	41	Pompa travaso acqua dolce riserva
9	Refrigerante acqua	26	Pompa servizio del carico	42	Pompa servizio autoclave acqua dolce
10	Filtro olio	27	Pompa servizio prosciugamento	43	Pompa servizio autoclave acqua mare
11	Elettropompa circolazione acqua polverizz.	28	Caldiera principale	44	Autoclave acqua dolce
12	Elettropompa alimento nafta	29	Caldia Costran	45	Autoclave acqua mare
13	Depuratore nafta	30	Caldia La mont	46	Pozzo caldo
14	Depuratore olio	31	Silenziatore	47	Pompa impianto frigorifero a condizion.
15	Riscaldatore per depuratore	32	Parassintile	48	Riscaldatore nafta
16	Servizio aria aria-mesto	33	Carro ponte	49	Condensatore
17	Compressore a vapore				



Fig. 6 - M/c "Italmotor" della Soc. "Italnavi".



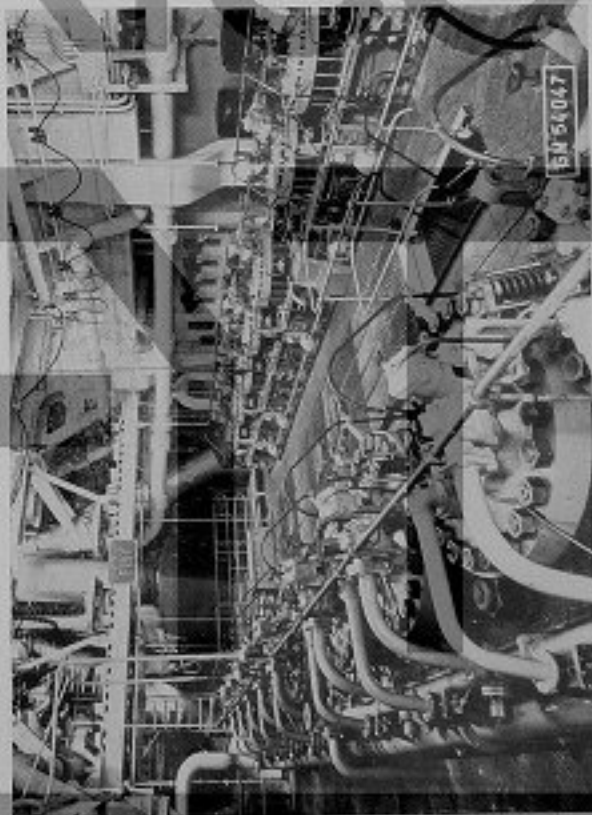
Sala pranzi Ufficiali



Manovra



Timoneria



Sala macchine

Fig. 7 - M/c "Italmotor" - Alcune fotografie di interni.

per ragioni di ingombro e di semplicità, il comando del gruppo delle pompe di acqua ed olio, che in tutte queste navi sono azionate dalle linee d'assi. Al posto di due esterne in serie, è stato impiegato un moltiplicatore ad ingranaggi, comandato dalla linea d'asse mediante una catena con un lieve rapporto di moltiplicazione. Dalla fig. 5 rappresentante piante e sezioni del locale macchine della M/c « Italmotor » si potrà avere un'idea della sistemazione del gruppo di comando e delle pompe ad esso collegate.

Ripetendo con maggior ordine le notizie qui sopra fornite, ricapitoliamo l'elenco dei macchinari principali esistenti nel locale di macchina.

L'apparato motore comprende due motori Diesel di propulsione tipo 759 a 9 cilindri ciascuno del diametro di mm 750 e corsa di mm 1320, a due tempi, semplice effetto.

Sono previsti per dare in questo impianto la potenza normale in servizio di 6000 HP asse caduno a circa 115 giri al primo, pure essendo la loro potenza di catalogo pari a ca. 7000 HP a ca. 120 giri.

Le pompe di servizio dei motori principali sono comandate dalle linee d'assi.

L'energia elettrica di bordo è fornita dai seguenti gruppi:

- un gruppo elettrogeno da 70 kW azionato da motore Ansaldo,
- un gruppo elettrogeno azionato da motrice a vapore da 70 kW,
- una dinamo da 70 kW azionata dalla linea d'asse del motore principale di sinistra.

I servizi a vapore sono alimentati dal seguente impianto evaporatore:

- due caldaie principali Ansaldo a tubi d'acqua, della superficie riscaldante di mq. 330 ciascuna, funzionanti a nafta alla pressione di 20 Kg/cmq effettivi, surriscaldamento a 270°C,
- due caldaie di ricupero tipo Lamont, di costruzione Ansaldo, collegate con gli scarichi dei motori principali: pressione 7 Kg/cmq effettivi,
- una calderina ausiliaria tipo Cochran a nafta, di costruzione Ansaldo, sistemata in circuito di vapore con le caldaie a gas di scarico; pressione Kg/cmq 7 effettivi, produzione vapore circa Kg/h 2700.

Per il servizio del carico sono sistemate, nel locale pompe a poppa:

- 3 pompe del tipo orizzontale centrifugo, ognuna di portata pari a 600 mc/h di nafta con prevalenza di m 70 in colonna d'acqua, azionate da turbine a vapore della potenza di ca 450 HP, sistemate nel locale macchina,
- 2 pompe Duplex a vapore, per prosciugamento, da 100 mc/h.

La M/c « Tenacia » è andata in servizio nel marzo 1953 e la « Coraggio » è andata in servizio nel maggio 1953; l'« Italmotor » è andata in servizio nel dicembre 1953.

Tutte le navi hanno soddisfatto largamente le prescrizioni contrattuali di velocità avendo raggiunto a pieno carico:

- la M/c « Tenacia » 16,87 nodi (6870 x 2 HP a 121,4 giri/min),
- la M/c « Coraggio » 16,412 nodi (5740 x 2 HP a 115,9 giri/min),
- la M/c « Italmotor » 17,42 nodi (9050 x 2 HP a 128,9 giri/min).

2) M/cc « Ignazio B. » (fig. 8) e « Francesco Bibolini » (fig. 9-10).

Queste due cisterne dell'Unione Ligure di Armamento di Genova sono state costruite nel cantiere Ansaldo di Muggiano - La Spezia e sono entrate in servizio rispettivamente nel luglio 1952 e ottobre 1953.

Le due navi sono abbastanza simili per quanto riguarda l'impostazione generale e il progetto; differiscono fra di loro nelle dimensioni e nella portata come risulta dalla tabella seguente:

	Ignazio B.	Francesco B.
— lunghezza al galleggiamento	m. 168,35	178
— lunghezza tra le perpendicolari	m. 163,5	172
— larghezza max fuori ossatura	m. 22,80	23,70
— altezza di costruzione al ponte di coperta	m. 11,90	12,40
— immersione a pieno carico	9,05	9,35
— stazza lorda	t. 12,543	12,325
— portata lorda	> 18.000	21.240
— capacità stiva al carico	mc. 22.500	28.800
— velocità a pieno carico	nodi 16,2	16
— velocità a mezzo carico alle prove	nodi 18	17,25

L'apparato di propulsione, su due eliche, è costituito da motori a 7 cilindri (tipo 757) delle cui caratteristiche costruttive abbiamo parlato precedentemente.

La potenza normale per ogni motore è di circa 5500 HP, sviluppati a velocità di rotazione di circa $120 \div 125$ giri, e corrisponde a quella normale di progetto.

Lo sviluppo della velocità massima alle prove a mezzo carico richiede ai motori lo sviluppo di una potenza complessiva fra i $14 \div 15000$ HP.

La disposizione generale del macchinario è riportata nel disegno riprodotto in fig. 9 che si riferisce alla nave « Francesco Bibolini »; rispetto alle navi precedentemente descritte è da notare un maggior sviluppo dell'impianto elettrico.

Fra le due navi non vi sono sostanziali differenze all'infuori dall'aver previsto, sull'« Ignazio Bibolini », le pompe di circolazione d'acqua e d'olio dei motori principali a comando indipendente ed azionate a vapore, mentre sulla nave « Francesco Bibolini » le stesse pompe sono a comando elettrico, richiedendo per questo una maggiorazione nella potenza dei gruppi elettrogeni.

E' prevista in entrambe le navi una utilizzazione dei gas di scarico per produzione di vapore.

L'apparato motore ed i relativi ausiliari sono pertanto così costituiti:

a) due motori principali di propulsione tipo 757 a 7 cilindri, ciascuno di diametro 750 mm e corsa 1320 mm, a semplice effetto. Le pompe di servizio dei motori principali sono a comando indipendente a vapore sulla Ignazio B ed a comando elettrico sulla Francesco B.

b) l'energia elettrica di bordo è fornita dai seguenti gruppi:

sulla « Ignazio Bibolini »

- 3 gruppi elettrogeni da 75 kW azionati da motori Ansaldo
- 1 turbodinamo da 60 kW azionata da vapore a 13 Kg/cm²
- 1 gruppo di emergenza e servizio in porto da 24 kW

sulla « Francesco Bibolini »

- 3 gruppi elettrogeni da 200 kW azionati da motori Ansaldo
- 1 gruppo elettrogeno da 75 kW pure azionato da motore Ansaldo
- 1 turbodinamo da 350 kW azionata da vapore a 13 Kg/cm²

- 1 gruppo elettrogeno di emergenza per servizio in porto da 25 kW.

c) I servizi a vapore sono alimentati dal seguente impianto evaporatore:

- 2 caldaie principali di tipo cilindrico a ritorno di fiamma sulla « Ignazio Bibolini », ed a tubi d'acqua sulla « Francesco Bibolini », funzionanti alla pressione di 13 Kg/cm².
- 2 calderine miste adatte per funzionare utilizzando i gas di scarico e con separata superficie per riscaldamento diretto a nafta; pressione di esercizio di 7 Kg/cm² sull'« Ignazio Bibolini » e 13 Kg/cm² sulla « Francesco Bibolini ».

d) Per il servizio del carico sono sistemate, in un locale pompe disposto verso il centro della nave, n. 4 pompe orizzontali a vapore, ciascuna della portata di 450 t/h a prevalenza manometrica di 70 m. Vi sono anche due pompe minori da 120 t/h per prosciugamento.

Le navi hanno dato ottimi risultati avendo superato largamente le velocità contrattuali.

Alle prove in mare si sono infatti raggiunte le seguenti velocità massime:

M/c « Ignazio B. »:

- 17,2 nodi (5600×2 HP a 125 giri/min) a pieno carico (contrattuale 16,2 nodi);
- 18,5 nodi (7410×2 HP a 135,4 giri/min) a mezzo carico (contrattuale 18 nodi).

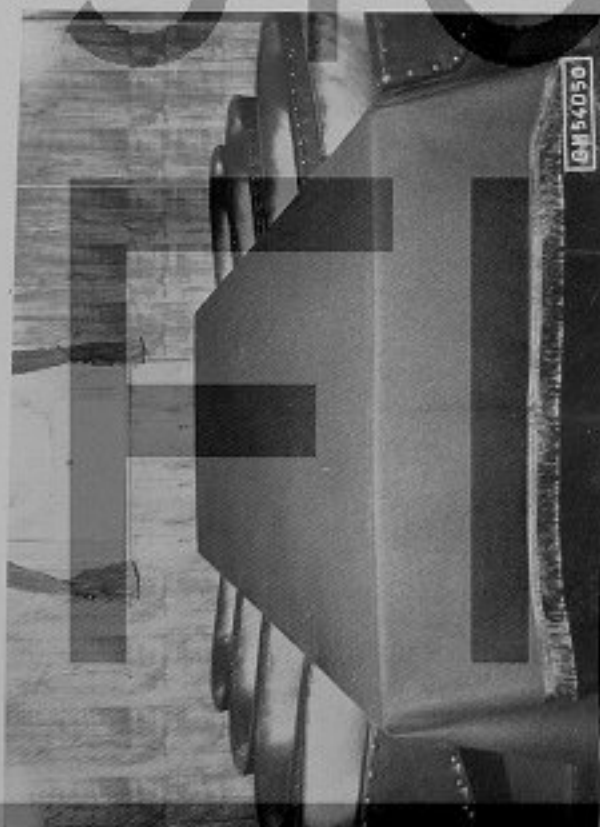
M/c « Francesco B. »:

- 16,4 nodi (5595×2 HP a 126,9 giri/min) a pieno carico (contrattuale 16 nodi).
- Non si sono effettuate le prove a mezzo carico.

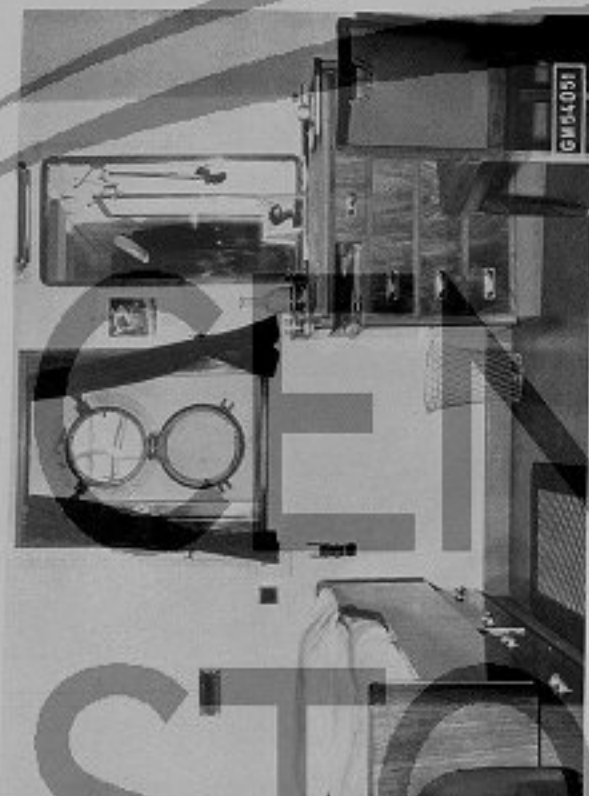
3) M/n « Agostino Fassio » (fig. 11 - 12 - 13).

Questa cisterna appartiene alla Soc. di Navigazione Fassio di Genova, è stata costruita nel Cantiere di Taranto ed è entrata in servizio nel febbraio 1954. La nave ha le seguenti caratteristiche:

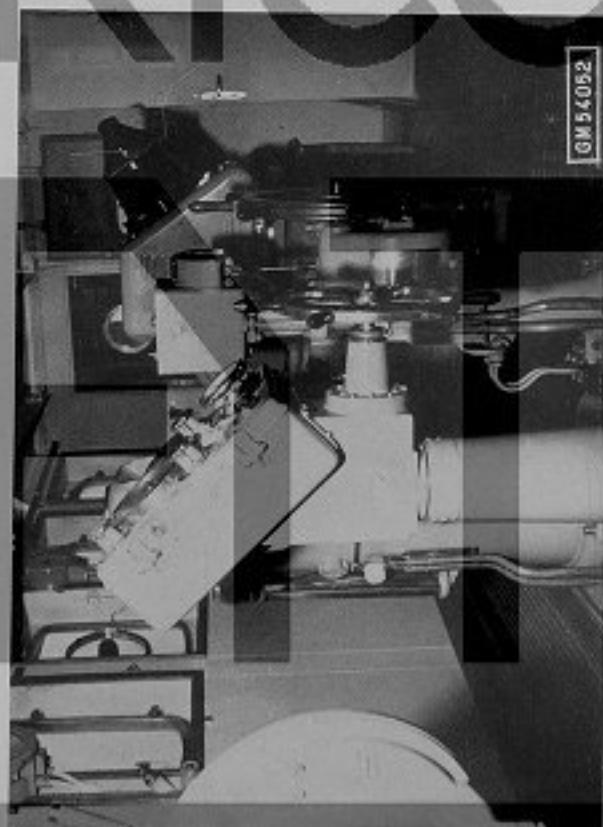
- lunghezza fuori tutto m. 174
- lunghezza fra le perpendicolari 163,20
- larghezza massima fuori ossatura 21,75
- altezza di costruzione al ponte di coperta 12,50
- immersione a pieno carico 9,50
- portata lorda a pieno carico t. 19.000
- capacità della cisterna a pieno carico mc. 25.000
- velocità normale a pieno carico nodi 14,5



Sedili ufficiali al centro



Cabina da ufficiale



Timoneria

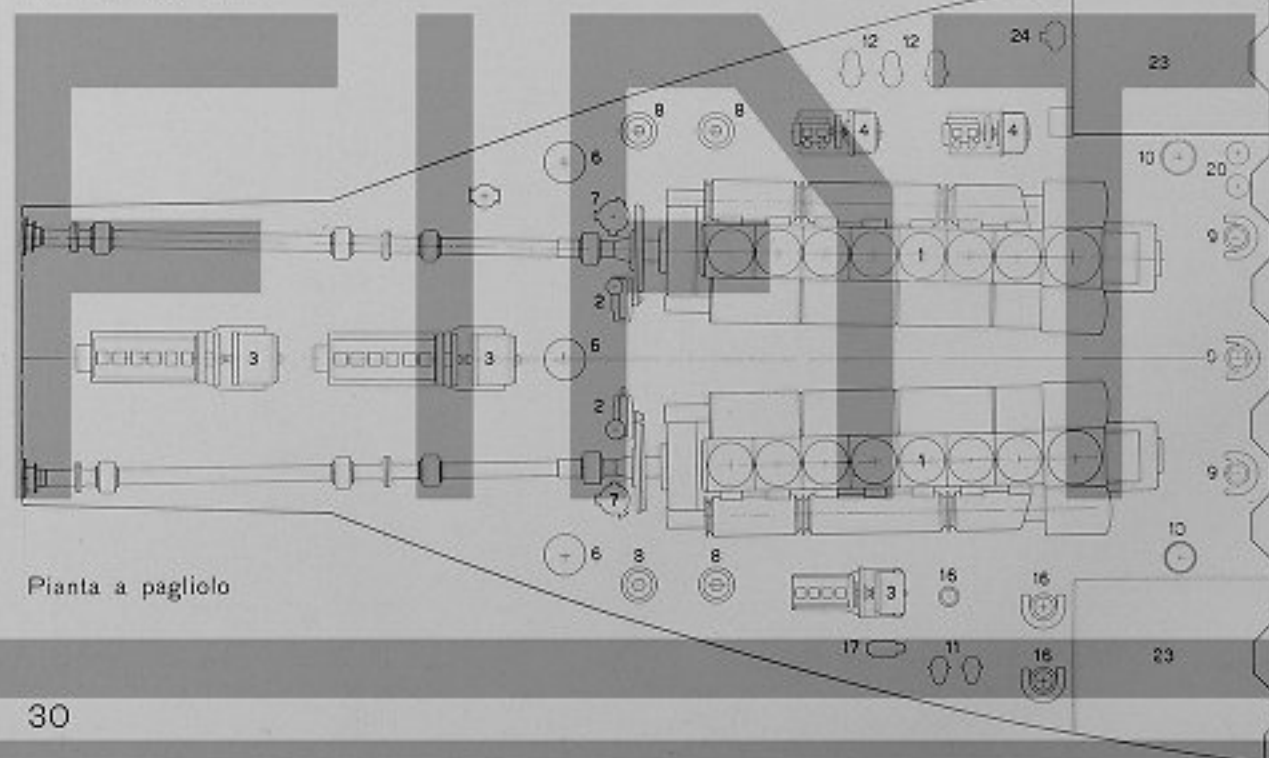


Fig. B - M/c - Ignazio Bibolini, della Unione Ligure d'Armamento.

M/c FRANCESCO BIBOLINI



Sezione longitudinale



Pianta a pagliolo

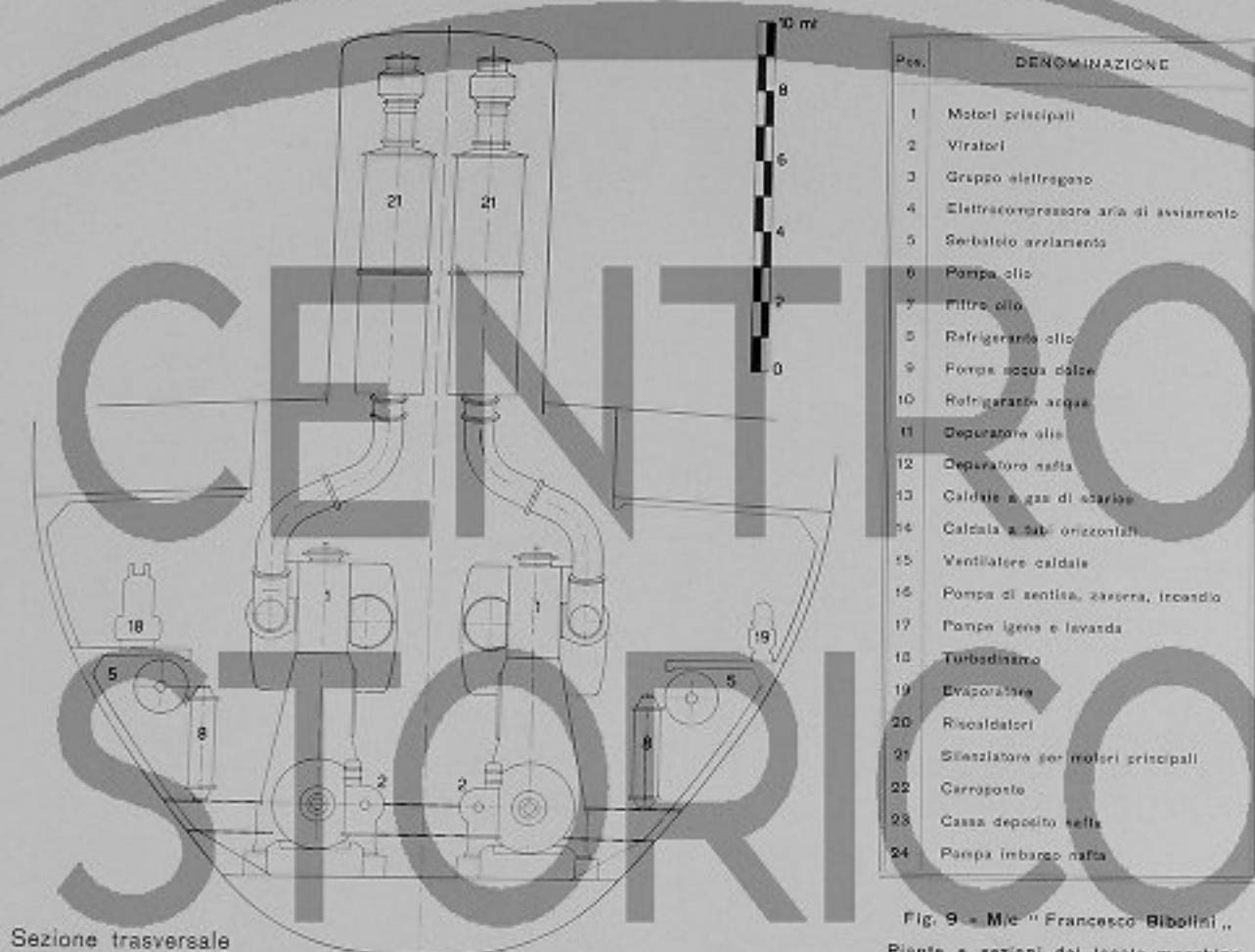


Fig. 10 - "M/c Francesco Bibolini", della Unione Ligure d'Armamento.

L'apparato motore (fig. 11) comprende un motore a 9 cilindri uguale a quelli impiegati sulle M/c da 27.000 t. che è impiegato per la potenza normale di 7.000 HP a circa 120 giri.

Le pompe di servizio del motore principale sono comandate dalla linea d'asse.

Sono stati previsti i seguenti macchinari ausiliari:

a) impianto di produzione di energia elettrica costituito da:

- 2 gruppi elettrogeni da 70 kW azionati da motrice a vapore
- 1 gruppo elettrogeno da 45 kW azionato da un motore Diesel.

b) 2 caldaie principali di tipo cilindrico a ritorno di fiamma, a pressione di 12,65 Kg/cm².

Le caldaie sono corredate di un preriscaldatore di acqua inserito sulle tubolature di scarico del motore principale; non vi sono altri impianti di recupero di vapore.

Anche questa nave ha raggiunto con successo, alle prove di collaudo a pieno carico, la velocità di 15,663 nodi (7.615 HP a 124,1 giri/min).

4) A queste navi, che sono entrate in regolare servizio, si aggiungeranno entro l'anno, come precedentemente accennato, altre due che sono in avanzato allestimento.

Esse sono:

A) la M/c « Taormina » (fig. 14) costruita dai Cantieri Riuniti dell'Adriatico - Monfalcone, per conto dell'« Antartide » - Compagnia di Navigazione - Palermo, secondo le seguenti caratteristiche:

— lunghezza fra le p.p.	m.	180
— larghezza fuori ossatura	»	25
— altezza di costruzione	»	14
— immersione a pieno carico	»	10,30
— portata lorda	t.	27.500
— volume delle cisterne del carico . . mc.		37.000
— velocità a pieno carico	nodi	15,3

L'apparato motore di questa nave è costituito da due motori a 7 cilindri sempre dello stesso tipo 750 ed è quindi praticamente equivalente a quello delle navi Biholini.

E' previsto per la stessa prestazione e cioè per la potenza complessiva dei due motori di 14.000 HP a velocità di 120 giri.

Le pompe di servizio dei motori principali sono a comando elettrico.

Sono stati installati i seguenti macchinari ausiliari:

a) impianto di produzione di energia elettrica costituito da 3 gruppi elettrogeni da 210 kW azionati da motore Diesel Fiat.

b) due gruppi elettrogeni da 50 kW di cui uno azionato da motore Diesel e l'altro azionato da motrice a vapore.

c) l'impianto di produzione di vapore è costituito da 3 caldaie principali di tipo cilindrico a ritorno di fiamma, a pressione di 12,5 Kg/cm². Due di queste caldaie sono anche disposte per funzionare essendo alimentate dai gas di scarico dei motori principali.

Una caldenna ausiliaria destinata all'ulteriore recupero di calore dei gas di scarico dei motori principali è stata anche prevista.

La centrale di carico e scarico è suddivisa in due locali in cui sono sistemate complessivamente 5 pompe stantuffo della portata di 450 t/h ognuna, alla prevalenza di 60 m; nel locale di prua sono sistemate tre di tali pompe, nel locale di poppa ne sono sistemate due.

In ciascuno dei due locali vi è una pompa di esaurimento da 100 t/h.

B) E' anche prossima ad eseguire le prove la M/c « Marilen » costruita per conto della Soc. Sic. Azion. Trasporti Marittimi « SATMA » di Palermo, dal Cantiere Navale Breda di Venezia.

La nave ha le seguenti caratteristiche:

— lunghezza fuori tutto	m.	170
— lunghezza fra le p.p.	»	160
— larghezza f.o.	»	22
— altezza di costruzione	»	12
— immersione	»	9
— portata lorda	t.	18.500
— volume delle cisterne del carico . . mc.		24.400
— velocità a pieno carico	nodi	14,5

ed è quindi da considerarsi della stessa categoria dell'« Agostino Fassio » precedentemente descritta, essendo in particolare identico il motore a propulsione unico, a



Sala da pranzo e da fumo per ufficiali



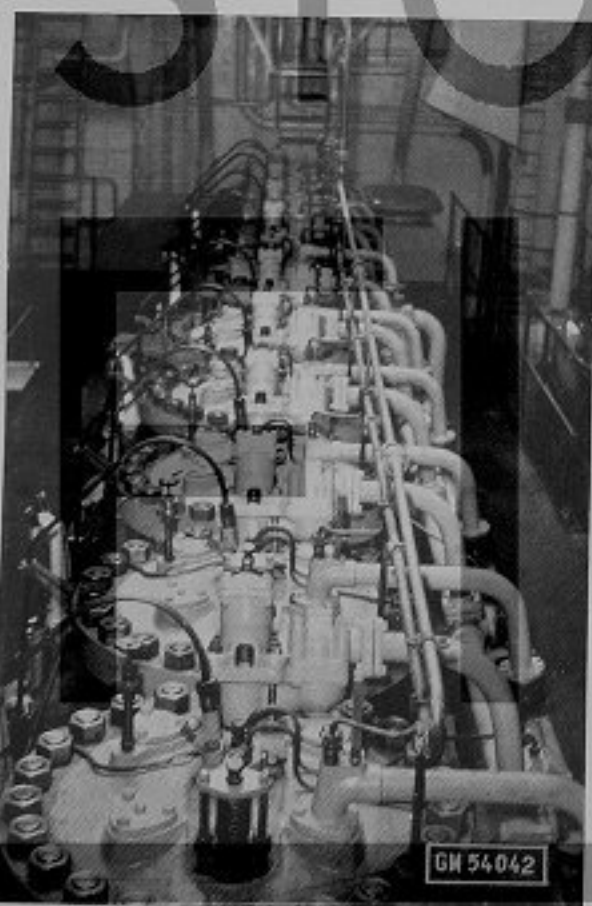
Sistemazioni di coperta con passer, dal cassero centrale verso poppa



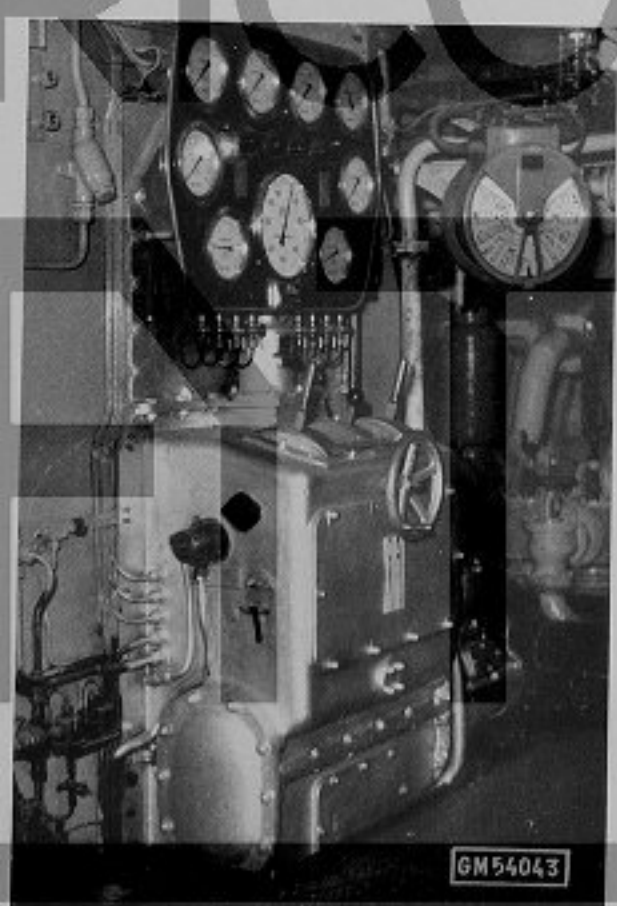
Salotto comandante



Timoneria



Testate cilindri motore Diesel di propulsione

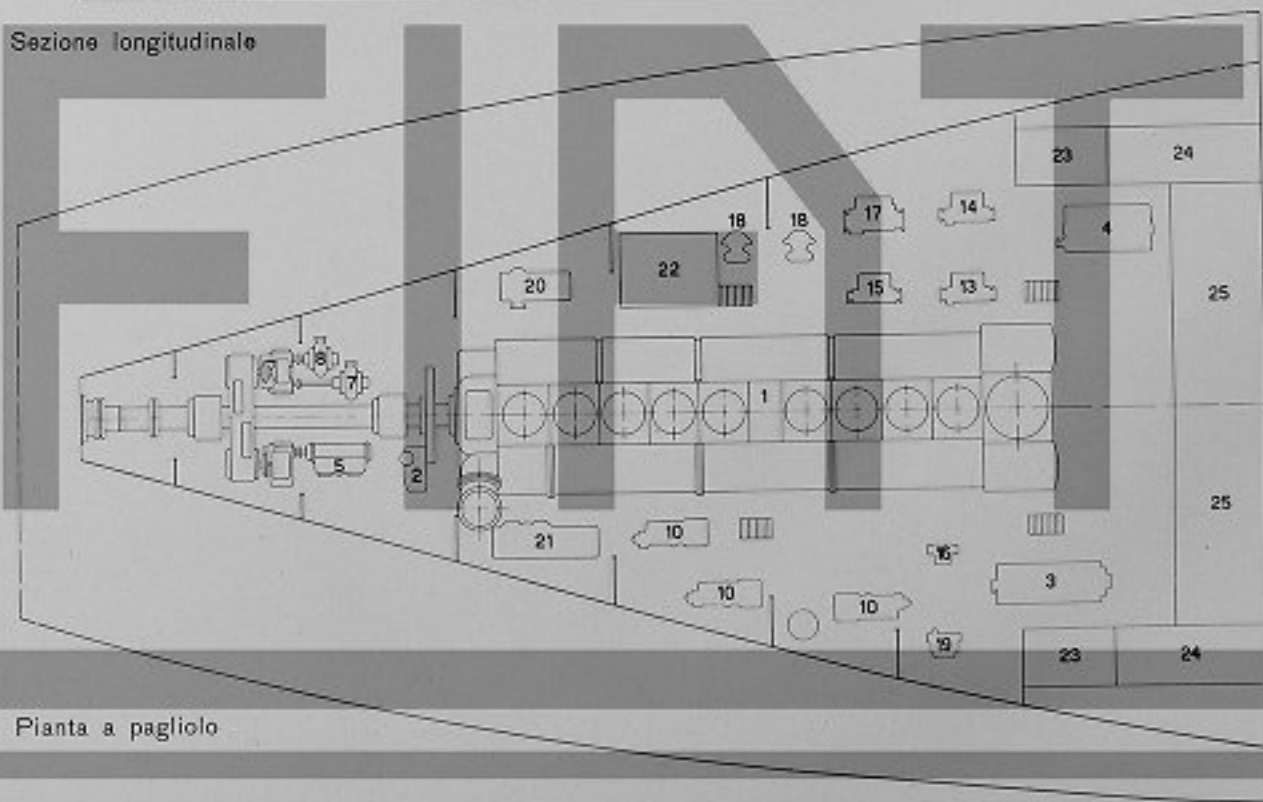


Quadro di manovra motore Diesel

M/c AGOSTINO FASSIO



Sezione longitudinale



Pianta a pagliolo

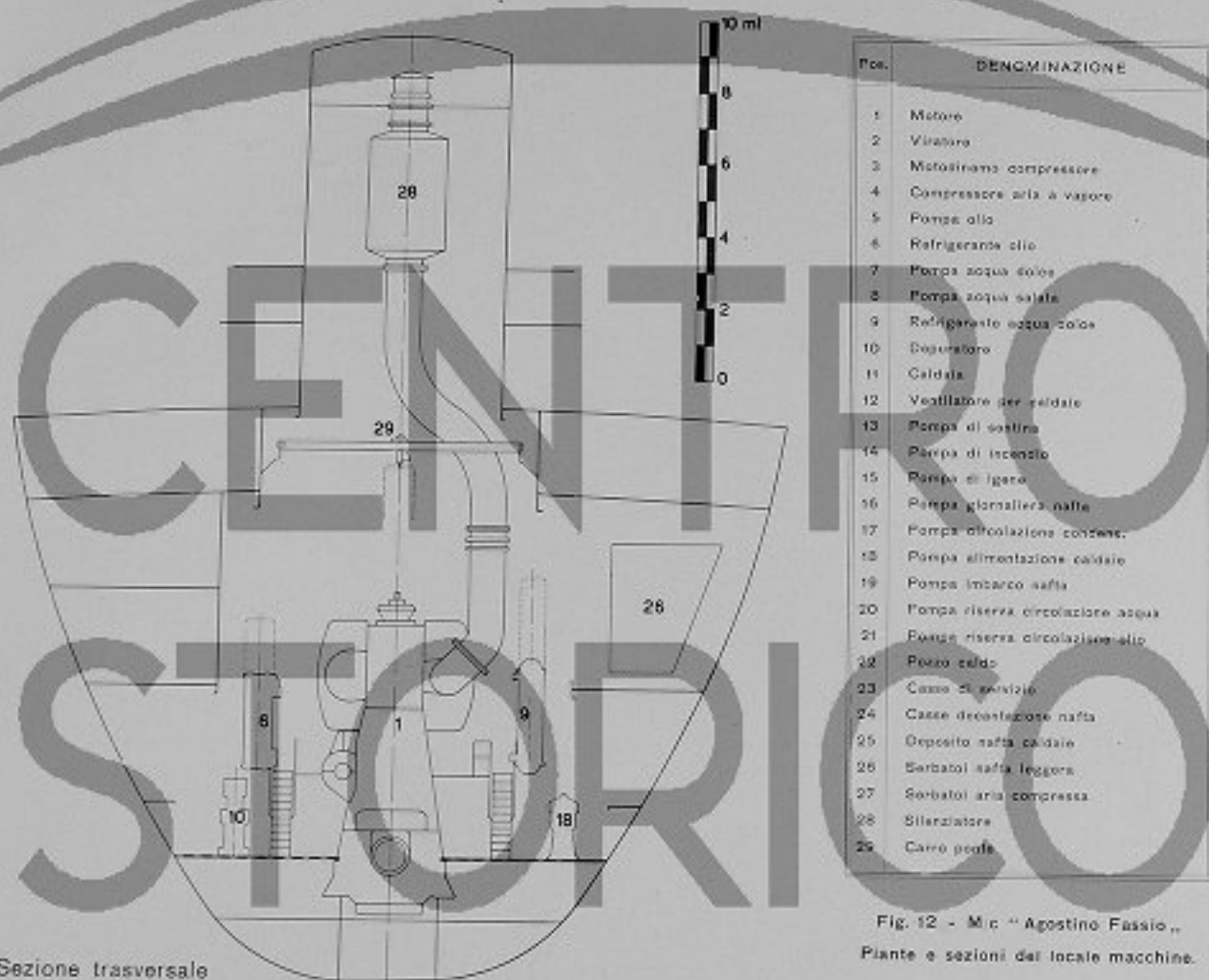


Fig. 13 - Mio "Agostino Fassio", dell'Armatore Fassio.

9 cilindri, dato per la potenza di 7000 HP a circa 120 giri.

Le pompe del motore sono comandate dalla linea d'asse.

Questa nave è fornita di 3 gruppi elettrogeni da 150 kW e di due gruppi minori da 40 kW, di cui uno azionato da motore Diesel e l'altro da motrice a vapore.

Le otto navi qui descritte, e la precedente M/e « Volere », costituiscono un gruppo di grandi e moderne cisterne, nelle quali sono stati installati da noi n. 10 motori tipo 750 a 9 cilindri e n. 6 motori dello stesso tipo a 7 cilindri: complessivamente 132 cilindri uguali, per una potenza totale in navigazione di ca. 100.000 Cv.



Fig. 14 - M/e « Taormina », della « Antartide », - Compagnia di Navigazione - Palermo.

Vi sono due caldaie principali a tubi d'acqua, a pressione di esercizio di 15 Kg/cmq, ed una calderina a gas di scarico a pressione di 7 Kg/cmq.

La centrale del carico è divisa su due locali verso il centro della nave, in ognuno dei quali sono due pompe a stantuffo da 400 t a 70 metri di prevalenza.

L'economico e regolare funzionamento di queste macchine, quale è stato confermato dai risultati di esercizio a tutt'oggi, è sicura garanzia che il motore Diesel può e deve essere considerato adatto a costituire un apparato motore per il duro servizio delle grandi navi cisterna di tipo moderno.



CENTRO STORICO FIAT

Tip. BOTTO, ALESSIO & C. - Via Biblioteca, 2 - Tel. 1-26 - CASALE MONF. - SETTEMBRE 1954

CENTRO STORICO FIRENZE