

BOLLETTINO TECNICO

N. 2-3 1969 VOL. XXII

APRILE - SETTEMBRE

Spediz. in abbonamento postale - Gruppo IV

FIAT GRANDI
MOTORI

CENTRO

STORICO

FIAT

CENTRO

Ruolo della turbina a gas industriale nella produzione di punta di energia elettrica

dott. Ing. G. Giordano Pag. 29

Un contributo sull'influenza dei difetti e delle saldature sul limite di fatica degli organi di macchina

dott. Ing. G. Simonetti Pag. 41

Notizie FIAT Grandi Motori

Pag. 49

STORICO

FIAT



In copertina: Turbina a gas FIAT tipo T825 della potenza di 31.000 - 33.200 kW sul banco di prova

Ruolo della turbina a gas industriale nella produzione di punta di energia elettrica

dott. ing. G. Giordano

Memoria presentata alla Conferenza sulla copertura delle punte di carico - Budapest 18-20 Novembre 1969

1) Premessa

La copertura delle punte di carico nelle reti di produzione e distribuzione dell'energia elettrica era in passato affidata alle unità più vecchie, a minor rendimento. Quando era richiesto un aumento della potenza installata, le Società produttrici acquistavano nuove unità per servizio di base e trasferivano le unità più vecchie al servizio di punta e di integrazione stagionale.

Questa politica era economicamente giustificata in quanto — grazie ai notevoli progressi che si realizzavano in questo settore — il rendimento dei nuovi impianti era notevolmente superiore a quello degli impianti installati anche pochi anni prima.

Ciò è mostrato dalla curva di fig. 1, che rappresenta l'andamento tipico della variazione del consumo specifico degli impianti termoelettrici durante gli ultimi cinquant'anni. La curva mostra una tendenza ad appiattirsi, indicando che, nell'ultimo decennio, sono stati realizzati miglioramenti poco sensibili del consumo specifico.

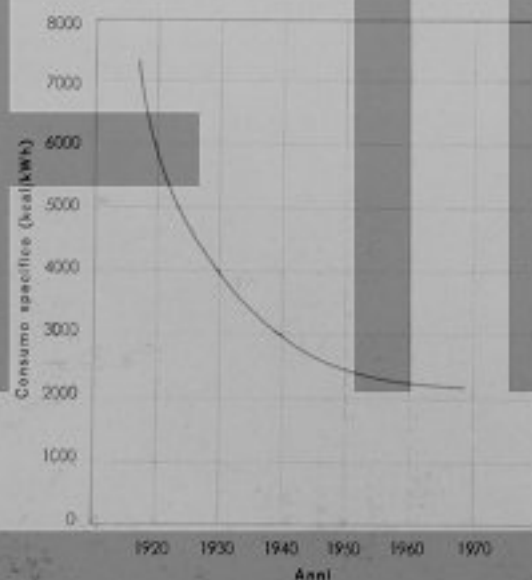


Fig. 1 - Andamento tipico del consumo specifico di combustibile negli impianti termoelettrici, negli ultimi 50 anni

Di conseguenza, le Società produttrici hanno dovuto riesaminare la politica fino allora seguita, allo scopo di evitare di destinare al servizio di punta unità con rendimento soltanto di poco inferiore a quello delle migliori unità di base. Dal punto di vista economico ciò avrebbe significato un ingiustificato aumento degli investimenti necessari. Queste considerazioni hanno orientato le Società produttrici verso la scelta di unità economicamente più adatte per il servizio a basso fattore di carico e cioè di unità, come le turbine a gas, a basso costo di installazione anche se a consumo specifico relativamente più elevato.

Infatti, in queste Centrali, dato il limitato numero annuo di ore di funzionamento, il costo del kWh prodotto dipende in massima parte dal costo di installazione. Affinché la loro gestione risulti economicamente conveniente, occorre che il costo di impianto (costo per kW installato) sia notevolmente inferiore a quello delle Centrali di base destinate ad un numero elevato di ore annue di funzionamento.

Questo minor costo d'impianto deve compensare il maggiore consumo specifico di combustibile e la necessità di impiegare combustibili più pregiati e quindi più costosi. L'incidenza del costo del combustibile sul costo del kWh prodotto è comunque abbastanza modesta quando il numero annuo di ore di funzionamento rimane entro i limiti in cui il servizio può essere considerato di punta.

È comunque interessante accennare al fatto che la turbina a gas — specialmente di tipo industriale — può, ove le esigenze della produzione lo richiedano, funzionare in servizio di base. Ciò a differenza di altri tipi di impianto adottati per coprire le punte di carico, come gli impianti idraulici di pompaggio ad accumulazione.

Il consumo specifico di combustibile relativamente elevato della turbina a gas può essere sensibilmente ridotto, qualora se ne preveda l'impiego in servizio di base, ricorrendo al recupero del calore contenuto nei gas di scarico. In tal modo è possibile ottenere valori di efficienza dell'impianto particolarmente interessanti.

2) Il ruolo della turbina a gas di tipo industriale

Nel seguito di questa memoria verrà esaminato il ruolo della turbina a gas di tipo industriale nel servizio della copertura delle punte di carico, sia dal punto di vista della economicità del suo impiego, sia da quello delle sue caratteristiche operative.

Dal punto di vista economico, oltre alle considerazioni concernenti il costo di installazione, sono di rilevante interesse le considerazioni relative ai termini di approntamento di queste macchine.

a) Costo di installazione

La turbina a gas è, tra i motori primi, quello a più basso peso per unità di potenza (kg/kW).

Il basso peso della turbina a gas si traduce in basso costo unitario (costo/kW), nonostante la necessità di impiegare materiali pregiati per la sua costruzione. Un altro fattore che contribuisce a limitare il costo unitario degli impianti con turbine a gas è il ridotto numero di ausiliari e di servizi necessari per il suo funzionamento.

L'assenza di masse in moto alterno e delle conseguenti forze di inerzia, unita al peso limitato della turbina, consentono di installarla su fondazioni di dimensioni e peso modesti che in generale non richiedono l'esecuzione di costose opere di preparazione del terreno (fig. 2).

Grazie alle limitate dimensioni della turbina ed al ridotto numero di ausiliari, è possibile installare queste macchine in spazi molto limitati. Questa particolarità si rivela molto interessante in quanto consente di realizzare delle installazioni di Centrali di punta con turbine a gas in aree di limitata estensione che siano già disponibili. Ciò, oltre a consentire un'economia nel costo del terreno, permette spesso di installare le Centrali di punta nell'area di preesistenti Centrali di base o di Sottostazioni di trasformazione o in vicinanza degli utilizzatori. Verranno esaminati più avanti i vantaggi economici derivanti dalla conseguente riduzione del costo di trasmissione dell'energia. Un altro fattore che contribuisce a limitare il costo di installazione delle turbine a gas è l'uso, recentemente diffusosi (specialmente a seguito dell'introduzione delle turbine tipo package), di installare queste macchine entro fabbricati di tipo leggero, costituiti da strutture metalliche prefabbricate, di basso costo di costruzione ed installazione. In vari casi, quando le condizioni climatiche ed ambientali lo consentono, il fabbricato è limitato ad una semplice tettoia di copertura. Altre volte, ed in particolare quando le turbine sono installate nell'area di impianti industriali (raffinerie, impianti chimici e petrolchimici), le stesse vengono sistemate completamente all'aperto (ved. fig. 3 che mostra un'installazione di due turbine a gas Fiat da 6400 kW all'aperto in una località del Sahara).

b) Termini di approntamento

La semplicità costruttiva della turbina a gas, l'assenza di grandi fusioni e la possibilità di standardizzare i



Fig. 2 - Shahdara (Pakistan Occidentale). Costruzione di una centrale elettrica con 4 turbine a gas FIAT tipo TG 16 della potenza complessiva di 72.800 kW. A sinistra la fondazione in calcestruzzo di un gruppo turbogeneratore

sui ausiliari consentono alle Case costruttrici di approntare queste macchine in un limitato numero di mesi.

La recente adozione degli impianti di tipo «package», nei quali i vari macchinari vengono premontati su apposite basi metalliche nelle officine del costruttore, ha consentito di facilitarne il trasporto e di ridurre e semplificare il lavoro di montaggio in sito. Vengono anche ridotti i tempi necessari per la messa a punto dell'impianto, in quanto è possibile (almeno per le unità funzionanti a combustibile liquido) eseguire il collaudo al banco dell'intero impianto, ad eccezione dell'alternatore, nelle officine del costruttore.

È oggi possibile disporre di Centrali con turbine a gas completamente funzionanti in un tempo dalla data

Fig. 3 - Centrale elettrica all'aperto di Hassi R' Mel con due turbine a gas FIAT da 6400 kW ciascuna



dell'ordinazione che è almeno un quarto del tempo richiesto per le Centrali a vapore.

Ciò consente al programmatore di far fronte con tempestività alle variazioni dei diagrammi di carico e della richiesta di energia e permette, nei paesi in via di sviluppo, di avviare con rapidità i programmi di elettrificazione, in attesa che siano disponibili gli impianti a vapore di base, di più lungo approvvigionamento.

3) Caratteristiche funzionali delle turbine a gas per il servizio di punta

Il crescente impiego di turbine a gas per il servizio di punta ha messo in evidenza un certo numero di esigenze operative a cui le macchine che devono assolvere questo servizio devono soddisfare.

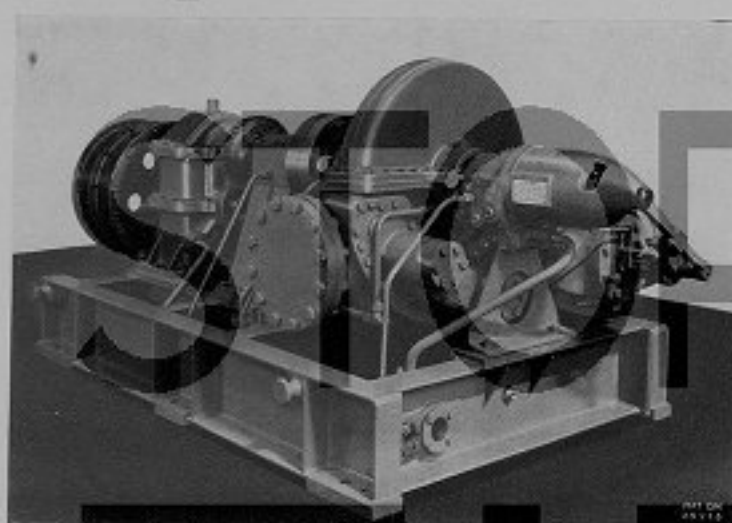


Fig. 4 - Turbina ad espansione per avviamento di gruppi turbogeneratori

Le principali sono:

- rapidità di avviamento
- avviamento anche in assenza di energia dalla rete
- comando a distanza
- funzionamento senza acqua di raffreddamento.

Verrà nel seguito esposto in qual modo sono stati affrontati e risolti sulle turbine a gas FIAT i problemi imposti da queste esigenze.

a) Rapidità di avviamento

I principali problemi che sorgono per realizzare avviamenti rapidi sono naturalmente di origine termica: dilatazioni dei corpi e dei rotori, shock termici dei materiali delle parti calde della macchina.

Questi problemi sono stati risolti, nelle moderne turbine a gas, mediante un disegno delle parti calde della struttura fissa il più possibile isotropo, in maniera da assicurare dilatazioni il più possibile uni-

formi in senso circonferenziale e mediante tecniche più spinte di raffreddamento della parte fissa e rotante. Sono stati recentemente messi a punto procedimenti di calcolo, con l'ausilio dei calcolatori elettronici, per la previsione del comportamento delle parti calde durante i transitori termici che si hanno nella fase di avviamento e di presa di carico e per lo studio dei sistemi di raffreddamento delle parti calde. È stato così possibile ridurre sensibilmente il tempo di avviamento delle turbine a gas industriali.

Le operazioni di avviamento sono state completamente automatizzate, per cui il loro svolgimento è stato reso indipendente dalla abilità dell'operatore. I dispositivi automatici di protezione provvedono anche a tenere sotto controllo i parametri più importanti e ad evitare che i loro valori vadano al di fuori di quelli considerati normali.

b) Avviamento in assenza di energia dalla rete

Numerose turbine installate per servizio di punta devono anche assolvere alla funzione di gruppi di emergenza per assicurare l'erogazione di energia nel caso di interruzioni della distribuzione nella rete.

È perciò necessario che questi gruppi siano in grado di entrare in servizio anche se non è disponibile alcuna fonte esterna di energia.

Per questa applicazione, si è andato sempre più diffondendo l'impiego di motori di lancio di tipo Diesel, generalmente di derivazione camionistica. Questi motori sono di semplice e rapido avviamento e, accoppiati a convertitori idraulici di coppia, consentono — se di potenza adeguata — di accelerare in un tempo molto breve i gruppi turbina a gas-alternatore fino alla velocità di autosostentamento.

Nelle località ove è disponibile vapore o gas in pressione, vengono impiegate piccole turbine ad espansione (fig. 4), collegate ai gruppi turbina a gas-alternatore mediante giunti che si disinnestano al raggiungimento della velocità di autosostentamento.

In alcune applicazioni, la turbina ad espansione è usata anche durante il funzionamento a carico per erogare una potenza addizionale a quella della turbina a gas.

Durante l'avviamento, gli altri ausiliari della turbina a gas vengono alimentati da un gruppo Diesel-elettrogeno. Il motore Diesel è generalmente di derivazione camionistica ed è adatto per essere avviato in un tempo molto breve, generalmente inferiore al minuto. Anche la sequenza di avviamento di questo gruppo è completamente automatizzata ed interconnessa con quella della turbina a gas. Nelle Centrali con più turbine è sufficiente installare un solo gruppo Diesel-elettrogeno, purché venga previsto di avviare per prima una sola turbina.

Allo scopo di ridurre al minimo la potenza del gruppo elettrogeno, o in certi casi di eliminarlo del tutto, sono state previste diverse soluzioni. Nelle Centrali in cui

è sempre disponibile vapore, gli ausiliari necessari per l'avviamento vengono azionati da turbinette a vapore. In altri casi ci si è orientati verso il comando meccanico da parte della stessa turbina a gas.

In questi casi, l'unica fonte esterna di energia è una batteria di accumulatori, che alimenta la pompa in corrente continua di lubrificazione del turbogruppo, il viratore ed i circuiti elettrici di comando e controllo. I circuiti pneumatici (aria strumenti ed eventuale aria di polverizzazione) sono invece alimentati da una o più bombole che si assume di mantenere in pressione anche con turbina ferma.

c) *Comando a distanza*

Come si è accennato in precedenza, le turbine per servizio di punta possono venire installate — ed in generale vengono installate — nell'area di preesistenti Centrali di base o di sottostazioni di trasformazione.

Si è ritenuto di conseguenza conveniente in molti casi comandare e controllare il funzionamento delle turbine a gas dalla Sala Quadri della Centrale di base o della sottostazione.

In altri casi si è richiesto che l'avviamento, la presa di carico e il controllo durante la marcia a carico fossero eseguiti completamente a distanza, senza la presenza di alcun operatore in Centrale.

Ciò ha consentito di realizzare un sensibile risparmio di personale: infatti la condotta della turbina a gas viene affidata allo stesso personale della Centrale di base o della sottostazione.

I sistemi di controllo o regolazione delle moderne turbine a gas sono particolarmente adatti per la realizzazione di sistemi di comando a distanza.

Il sistema di controllo dell'avviamento è di tipo sequenziale: tutte le operazioni avvengono in maniera automatica secondo una sequenza prefissata, previo controllo che le operazioni precedenti siano regolarmente avvenute e che tutti i parametri interessanti il funzionamento non raggiungano valori anormali.

Questi parametri sono misurati da opportuni strumenti, che possono provocare l'apertura o la chiusura di contatti elettrici quando vengono raggiunti valori caratteristici prefissati. Sono state così ottenute delle sequenze operative automatiche per l'avviamento delle turbine a gas e dei loro ausiliari, realizzando schemi funzionali di comando e controllo comprendenti i contatti elettrici necessari per effettuare le varie operazioni richieste per l'avviamento ed i contatti elettrici relativi ai « consensi » occorrenti prima di effettuare tali operazioni (ved. fig. 5 che riporta lo schema a blocchi della sequenza di avviamento di una turbina a gas Fiat).

Per il controllo a distanza del gruppo turbina - alternatore, il relativo sistema di controllo e regolazione viene predisposto per ricevere ed emettere segnali elettrici rappresentanti i comandi, i controlli e le misure da teletrasmettere. Questi segnali possono essere trasmessi a distanza mediante i noti sistemi

di teletrasmissione dei segnali elettrici (via cavo, via radio, ad onda portante). Quando la distanza è dell'ordine di alcune centinaia di metri è generalmente impiegato il sistema via cavo, che risulta più semplice ed economico, anche in conseguenza del limitato numero di segnali richiesti per il comando e controllo delle turbine a gas. È infatti sufficiente teletrasmettere (oltre ai comandi per l'avviamento, l'arresto ed il parallelo automatico) il comando del « variagiri », una indicazione riassuntiva del segnalatore di allarme ed un limitato numero di segnali di allarme e di valori dei parametri caratteristici del gruppo.

d) *Funzionamento senz'acqua di raffreddamento*

La turbina a gas a ciclo semplice non richiede acqua di raffreddamento. Può essere necessaria invece acqua per il raffreddamento dell'olio di lubrificazione, di alcuni ausiliari della turbina e dell'aria di raffreddamento dell'alternatore, se questa circola in circuito chiuso.

Le quantità di acqua necessarie sono in generale abbastanza modeste. È però possibile, in caso di scarsità o mancanza di acqua, rendere l'impianto indipendente da qualsiasi alimentazione di acqua. Il raffreddamento dell'alternatore verrà — in tal caso — effettuato con aria in circuito aperto e quello dell'olio di lubrificazione mediante uno scambio diretto olio-aria in un radiatore ad aria, oppure in un circuito chiuso di acqua. In quest'ultimo caso, l'olio viene raffreddato in un normale refrigerante ad acqua e l'acqua a sua volta si raffredda in un radiatore ad aria o in una torre ad evaporazione. La torre viene utilmente impiegata nei climi freddi oppure caldo-secchi ma ha lo svantaggio di richiedere una piccola quantità di acqua di compenso (3-5% della portata che l'attraversa).

Per gli altri pochi accessori ed ausiliari turbina che richiedono di essere raffreddati, vi è la tendenza a eseguire il raffreddamento diretto con aria.

e) *Turbine a gas Fiat per servizio di punta*

Nel progetto delle turbine a gas Fiat e dei relativi accessori ed ausiliari sono state tenute presenti le esigenze che abbiamo prima esposto. Illustriamo brevemente nel seguito le più interessanti caratteristiche costruttive di queste macchine, caratteristiche che si possono considerare comuni a tutta la linea di turbine a gas di produzione Fiat.

Le turbine monoalbero, impiegate per la produzione di energia elettrica, presentano un unico complesso rotante (formato dai rotori del compressore e della turbina) che appoggia su due soli supporti, disposti l'uno in corrispondenza della voluta di ingresso aria nel compressore e l'altro in corrispondenza della voluta scarico gas dalla turbina.

Questo tipo di costruzione consente un agevole allineamento della turbina a gas e presenta evidenti vantaggi di peso, ingombro e accessibilità ai cuscinetti.

Il disegno del rotore varia nelle sue diverse parti, in relazione alle differenti sollecitazioni termiche a cui è sottoposto. Il rotore del compressore è costituito da un albero sul quale sono forzati a caldo i dischi; il rotore della turbina è invece costituito da una serie di dischi accoppiati tra loro a mezzo di lunghi tiranti e di dentature frontali autocentranti che ne consentono la libera dilatazione relativa, pur mantenendone un preciso allineamento.

I rotori compressore e turbina sono collegati tra loro per mezzo di un albero cavo e tiranti.

La struttura fissa è del tipo monoblocco: il compressore, il combustore e la turbina sono contenuti in un unico corpo diviso in un piano orizzontale. La parte superiore del corpo può essere sollevata in un unico pezzo, rendendo così agevole l'ispezione della macchina. La parte inferiore appoggia mediante due supporti — uno fisso lato compressore ed uno mobile a biella lato turbina — sulla fondazione o sulla sottobase della macchina.

Il combustore, è contenuto nella parte centrale della struttura fissa (tra il compressore e la turbina) ed è costituito da un certo numero di tubi di fiamma (da sei a diciotto a seconda dei modelli di turbina), disposti secondo le generatrici di un cono coassiale con la macchina. Questa soluzione presenta, rispetto alla soluzione con combustore separato adottata da altri costruttori, gli evidenti vantaggi del minor ingombro e dell'eliminazione delle tubazioni di collegamento tra compressore e combustore e tra questo e la turbina. Le turbine a gas monoalbero FIAT sono prodotte in una gamma di sei modelli base con potenze comprese tra 8.000 kW e 60.000 kW. Nella tabella 1 ne sono riportate le principali caratteristiche alle condizioni ambiente CIMAC (temperatura ambiente 15 °C, pressione ambiente 760 mm Hg).

4) Installazione delle turbine a gas

L'aumentata capacità delle reti di distribuzione dell'energia elettrica ha provocato negli ultimi decenni la tendenza a costruire per il servizio di base unità di elevata potenza, raggruppate in grandi Centrali. Ciò sia allo scopo di ridurre i costi di investimento e di personale, sia in quanto queste unità necessitano di notevoli quantità di acqua di raffreddamento, con la conseguente necessità di installarle ove questa è disponibile in abbondanza.

Questa concentrazione delle Centrali di base ha provocato un aumento del costo di trasmissione dell'energia in quanto parallelamente le utenze si sono andate sempre più disperdendo (elettrificazione rurale, zone residenziali suburbane, trasferimento o creazione di nuove fabbriche fuori dai grandi centri abitati).

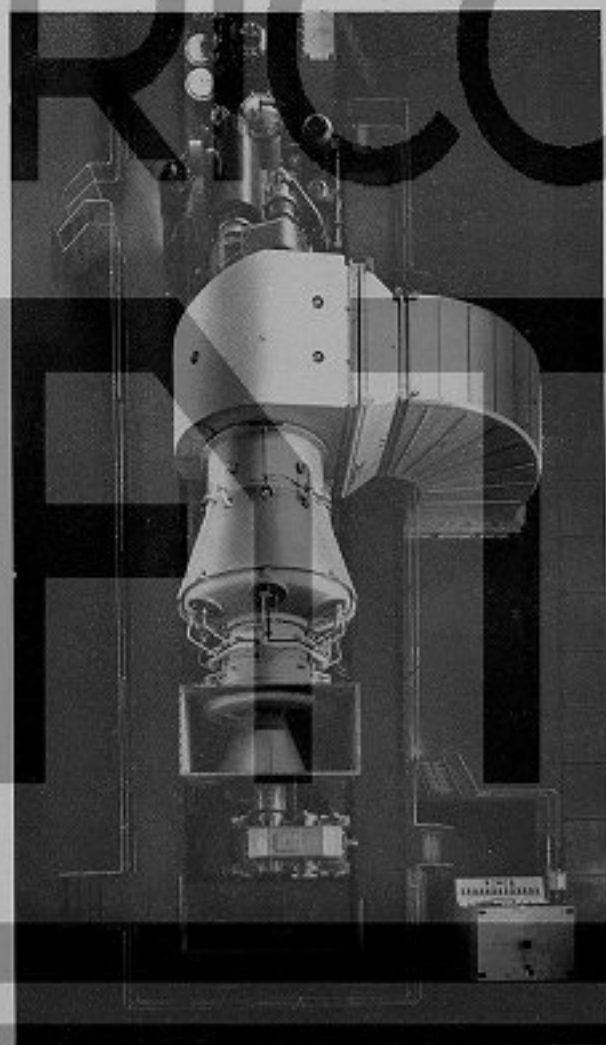
Le caratteristiche delle turbine a gas che si sono descritte in precedenza ed in particolare il ridotto ingombro, la possibilità di essere comandate a distanza e di funzionare senza acqua di raffreddamento, ne consentono invece la installazione praticamente ovunque, anche nell'interno di zone abitate.

Tab. 1 - Turbine a gas FIAT per azionamento di generatori elettrici.

| Dati caratteristici | | | | | | | | |
|---------------------|-------|----------------|--------------|----------------------|------------|-------------|----------------------------|-----------|
| Tipo | Ciclo | N. Stadi | | Velocità giri/min | Potenza | | Temp. gas di scarico °C | Pesi t |
| | | Com- press. | Tur- bina | | Base kW | Punta kW | | |
| TG 7 | | 16 | 5 | 6000 | 8200 | 8950 | 425 | 46 |
| TG 14 | | 14 | 5 | 4850 | 15200 | 16300 | 418 | 80 |
| TG 16 | SC-1S | 15 | 5 | 4850 | 18200 | 19500 | 399 | 82 |
| TG 20 | | 18 | 3 | 4840 | 27100 | 30200 | 450 | 106 |
| TG 25 | | 15 | 4 | 3600 | 31000 | 33200 | 424 | 120 |
| TG 50 | | 18 | 4 | 3000 | 54000 | 60000 | 402 | 160 |

SC - Ciclo semplice 1S - Monoalbero
Le potenze sono riferite alle condizioni CIMAC:
- Temperatura ambiente alla flangia di ingresso aria del compressore: 15 °C
- Pressione alla flangia di ingresso aria del compressore: 760 mm Hg
- Pressione alla flangia di uscita gas dalla turbina: 760 mm Hg

Fig. 6 - Turbina a gas FIAT tipo TG 16 in esecuzione "compatta".



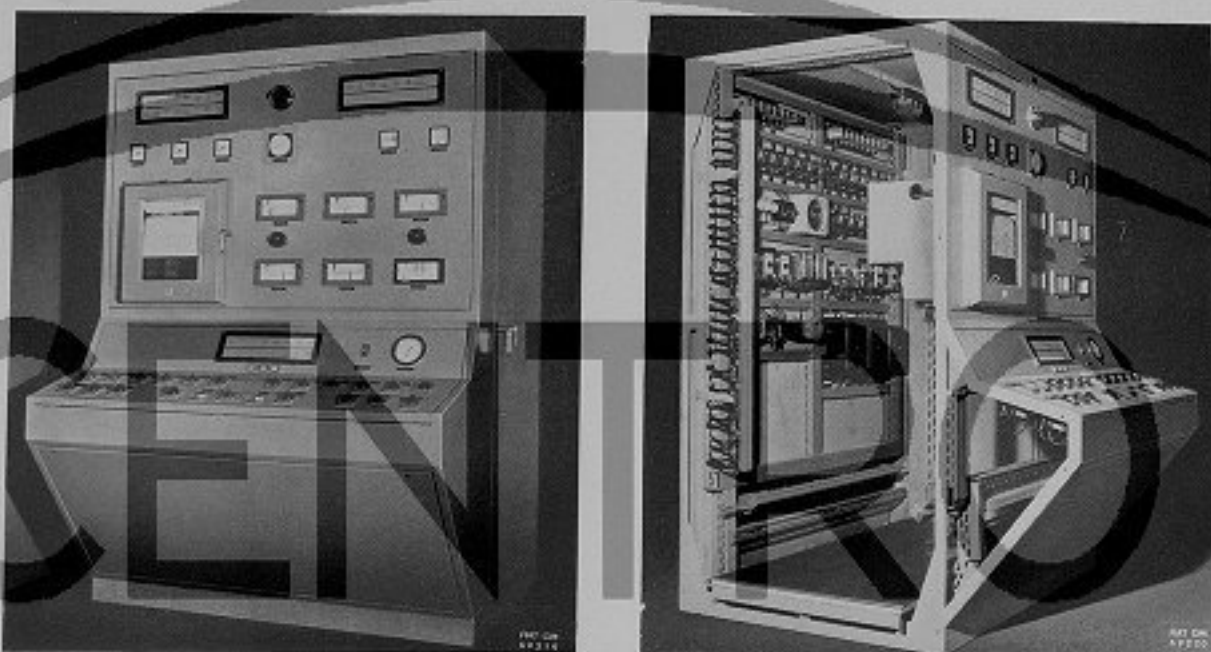


Fig. 7 - Quadri di comando e controllo per turbine a gas FIAT

Ciò grazie anche alle moderne tecniche di silenziamento del rumore emesso dalla turbina che ne riducono il livello a valori perfettamente sopportabili anche in zone residenziali.

È quindi possibile scegliere la località di installazione in maniera da ridurre al minimo il costo di trasmissione dell'energia. Si è considerato conveniente installare le Centrali con turbine a gas in prossimità delle sottostazioni di trasformazione o addirittura in vicinanza degli utilizzatori.

La Fiat ha ad esempio installato due Centrali di punta, ciascuna con due turbine da 18.000 kW, dentro il centro abitato di Buenos Aires.

5) Montaggio delle turbine a gas

La semplicità costruttiva della turbina a gas, le sue ridotte dimensioni, il limitato numero di ausiliari contribuiscono di per sé a ridurre le operazioni di montaggio in sito.

Una ulteriore notevole semplificazione è stata ottenuta con l'avvento delle unità package premontate presso le officine del costruttore.

La soluzione scelta per le turbine Fiat rappresenta un interessante compromesso tra le opposte esigenze di ridurre al minimo lo spazio occupato per l'installazione e di consentire una agevole accessibilità alle varie parti dell'impianto per il controllo e la manutenzione (fig. 6).

Questa soluzione, che viene applicata alle unità di potenza fino a 25 MW, consiste nello scomporre l'impianto in un certo numero di gruppi premontati su sottobasi metalliche e dotati di connessioni normalizzate per il collegamento dell'uno all'altro. Viene in tal modo ridotto al minimo il tempo di montaggio e conseguentemente il suo costo.

La sottobase su cui è montata la turbina a gas è di forma tale da incorporare il serbatoio dell'olio di lubrificazione. Su quest'ultimo sono montate le elettropompe olio ausiliaria e di emergenza, il regolatore idraulico, il motore di lancio (elettrico, diesel o a turbina di espansione) ed un gruppo ingranaggi ausiliari per il collegamento del motore di lancio e del viratore alla turbina a gas e per il comando della pompa olio principale, dell'impeller e del tachimetro. Quando i mezzi di trasporto lo consentono, il gruppo turbina a gas-sottobase può essere spedito completamente montato.

Una seconda sottobase porta il riduttore di velocità tra turbina ed alternatore e le relative tubazioni dell'olio di lubrificazione.

Un altro gruppo premontato comprende la maggior parte degli ausiliari di macchina: quadri valvole combustibile, quadro strumenti, compressori aria servizi e aria polverizzazione, pompa iniezione combustibile, filtri olio e combustibile, refrigerante olio (se del tipo ad acqua). Questo gruppo non viene soltanto premontato in officina ma ne vengono anche effettuati i collegamenti delle tubazioni e cavi col gruppo turbina, sia allo scopo di effettuare le prove al banco dell'intera unità premontata, sia di controllare i collegamenti tra i due gruppi.

I dispositivi per il controllo ed il comando della turbina sono centralizzati e premontati in un unico quadro del tipo a portico (fig. 7). Sul fronte del quadro sono montati gli strumenti indicatori ed i selettori di comando; all'interno — accessibile da una porta laterale — i relè ed i dispositivi operativi e di controllo.

Il quadro è completamente cablato in officina e provato « in bianco » prima della sua spedizione.

Vari altri accessori di impianto vengono spediti in

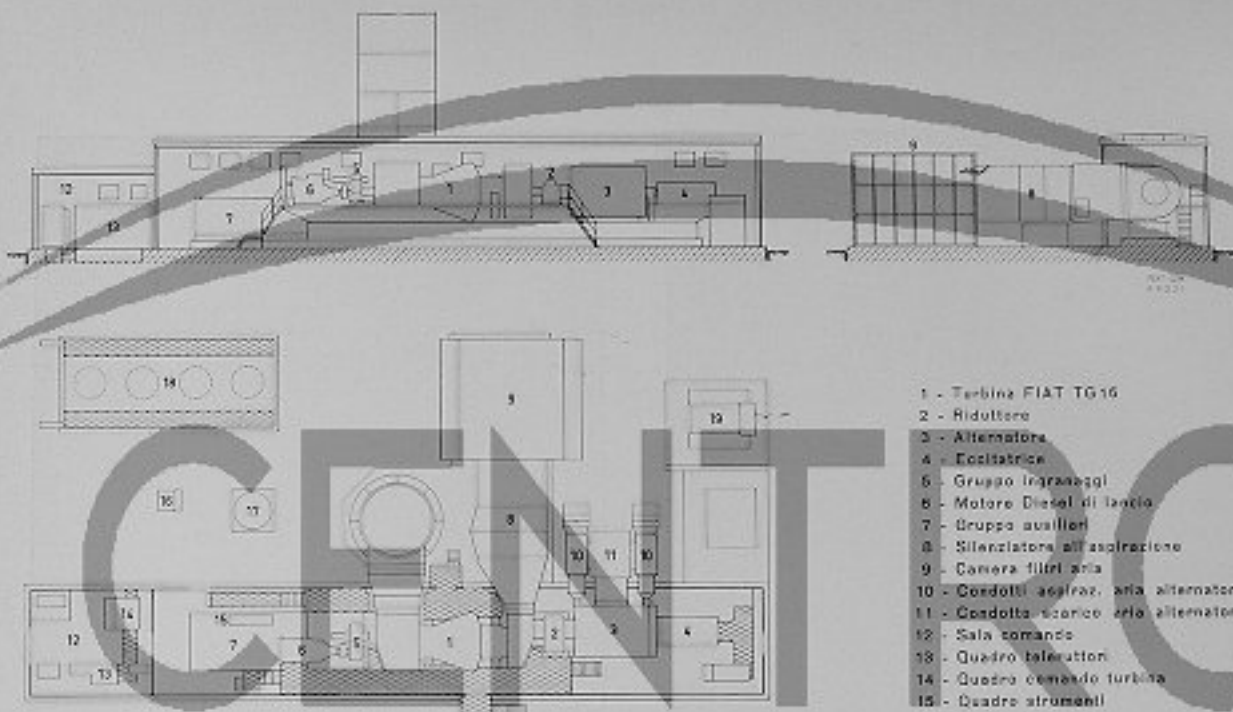


Fig. 8 - Installazione di una turbina a gas in esecuzione compatta in edificio prefabbricato (Centrale ENEL di Codrongianos - Sardegna - con due turbine a gas FIAT tipo TG 16)

gruppi premontati, come la camera filtri aria di aspirazione, i silenziatori, il gruppo pompa acqua-radiatore delle unità con circuito chiuso di acqua, ecc.

In vari impianti, anche l'alternatore è installato su una sottobase metallica, sulla quale sono montate le relative tubazioni olio di lubrificazione ed alcuni quadri accessori.

Si è già accennato — infine — che lo stesso fabbricato è stato concepito in maniera da ridurre al minimo le operazioni di montaggio. Esso è costruito infatti da un insieme di strutture metalliche prefabbricate (fig. 8), che in opera devono essere semplicemente accostate e fissate le une alle altre.

6) Realizzazioni FIAT

La Fiat ha installato varie turbine a gas per servizio di punta. Tra queste si possono citare quattro unità da 8.200 kW ciascuna installate ad Azzahra, presso Tripoli. Queste unità forniscono energia di punta alla città libica.

Quattro turbine a gas da 18.000 kW ciascuna sono installate nelle due Centrali di Matanza e di Malaver (fig. 9), nell'area di Buenos Aires. Queste unità soddisfano alle richieste di energia di punta della Capitale argentina.

Nella stessa nazione la Fiat ha realizzato una interessante applicazione delle turbine a gas e cioè due centrali mobili per servizio di integrazione stagionale. Nel 1961-62 la Fiat ha fornito infatti alla Società argentina « Agua y Energia Electrica » due centrali

Fig. 9 - Centrale elettrica di Malaver (Argentina). L'edificio di tipo prefabbricato e la sistemazione di una delle turbine FIAT tipo TG 16



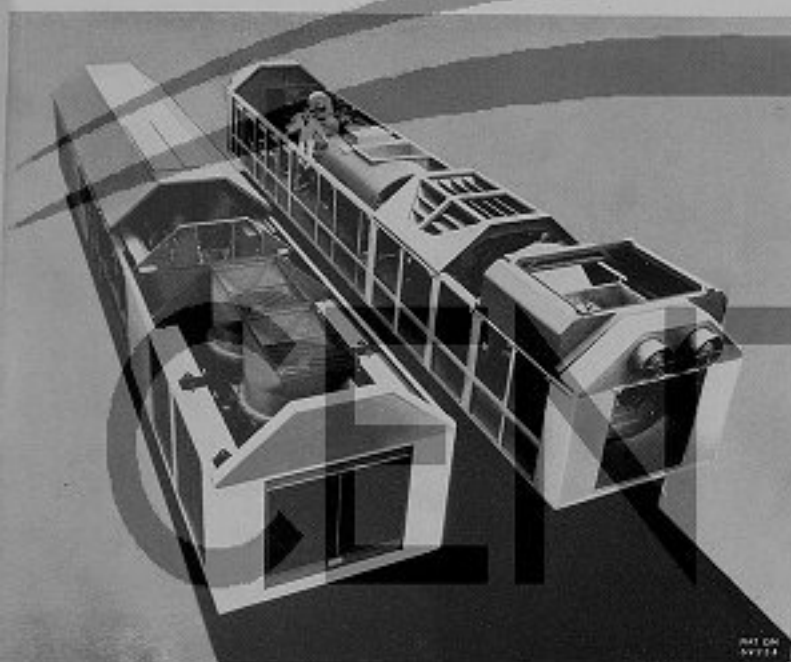


Fig. 10 - Centrale mobile montata su carri ferroviari in allestimento

montate su carri ferroviari da 6.400 kW ciascuna, azionate da turbine a gas tipo TG 500. Nella zona servita da questa Società si verificavano infatti punte della richiesta di energia derivanti da situazioni sta-

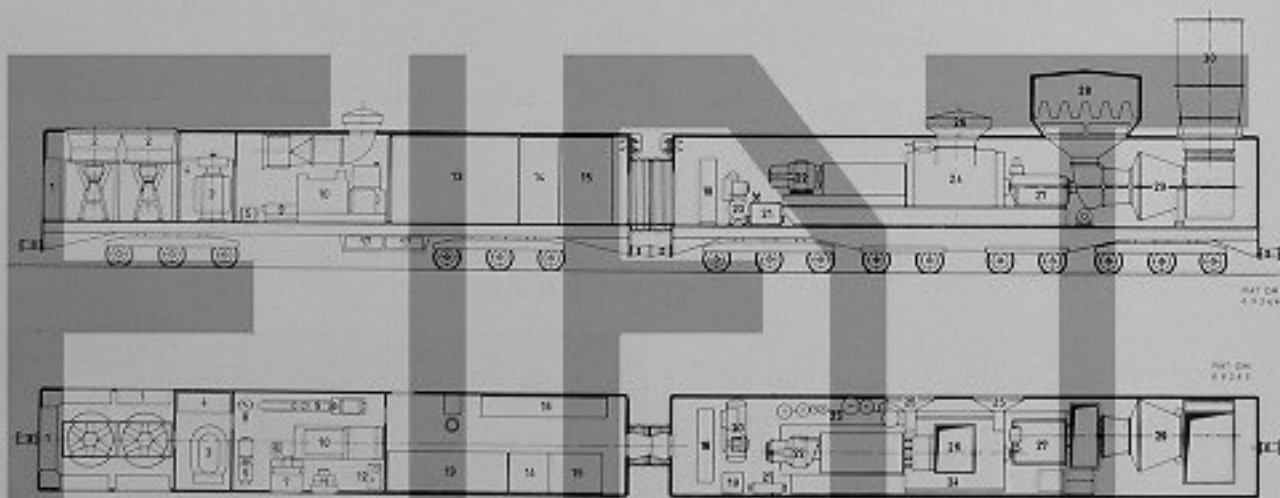
gionali (stagione balneare nella zona costiera di Mar del Plata, lavori agricoli nelle zone dell'interno) o da particolari situazioni locali.

Nei sette anni trascorsi, queste due Centrali hanno svolto il servizio di integrazione stagionale in varie località dell'Argentina totalizzando complessivamente circa 40.000 ore di funzionamento a carico e percorrendo nei vari trasferimenti diverse migliaia di chilometri.

Nel 1968 una terza Centrale mobile, montata su carri ferroviari è stata fornita alla «East Pakistan Water and Power Development Authority». Questa Centrale è stata progettata secondo i concetti costruttivi delle due precedenti unità, che hanno dimostrato in esercizio di essere pienamente rispondenti alle richieste, e differisce soltanto per l'aumentata potenza della turbina a gas (che è del tipo TG 7): 8.200 kW. Anche questa Centrale è destinata al servizio di integrazione stagionale in una zona del Pakistan Orientale.

Ciascuna centrale mobile si compone di due carri: il carro principale ed il carro ausiliari (fig. 10 e 11). Sul carro principale (fig. 12) è installato il gruppo generatore, e cioè:

- la turbina a gas
- il riduttore di velocità
- l'alternatore con l'eccitatrice



- | | | |
|-----------------------------------------------|---------------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| 1 - Radiatori olio | 11 - Radiatore acqua per gruppo elettrogeno | 21 - Filtra olio |
| 2 - Elettroventilatori per radiatori olio | 12 - Essiccatore aria strumenti | 22 - Motore elettrico di avviamento |
| 3 - Trasformatore servizi ausiliari | 13 - Quadro di A.T. | 23 - Quadro valvole regolazione combustibili |
| 4 - Quadro teleselettori per motori di tavolo | 14 - Quadro comando alternatori | 24 - Alternatore |
| 5 - Gruppo aria polverizzazione | 15 - Quadro comando turbina | 25 - Filtri aria raffreddamento alternatore |
| 6 - Pompa acqua | 16 - Quadro di B.T. a carica batterie | 26 - Camino sovraco aria raffreddamento alternatore |
| 7 - Radiatore acqua | 17 - Batterie | 27 - Riduttore |
| 8 - Filtro combustibile liquido | 18 - Quadro strumenti | 28 - Filtri aria aspirazione turbina |
| 9 - Pompa iniezione combustibile | 19 - Quadro centro stella | 29 - Turbina a gas FIAT TG 7 |
| 10 - Gruppo elettrogeno servizi ausiliari | 20 - Compressore aria servizi | 30 - Camino scarico gas turbine |

Fig. 11 - Sistemazione della centrale elettrica mobile su carri ferroviari

Fig. 12 - Carro principale della centrale mobile, sul quale è installato il gruppo generatore. Gli sportelli aperti formano una passerella con pensilina di protezione



- il motore di lancio con il relativo moltiplicatore e giunto pneumatico
- il quadro strumenti
- il gruppo valvole di regolazione (fig. 13)
- il compressore aria servizi.

Riduttore, alternatore, eccitatrice e motore di lancio sono montati su una sottobase, che ha anche la funzione di serbatoio per l'olio. Questa sottobase è fissata al telaio del carro mediante un sistema di tre appoggi che la svincola dalle deformazioni flessionali e torsionali del telaio sottostante e che quindi assicura il costante allineamento tra le macchine montate sulla sottobase.

Allo scopo di permettere l'ispezione dei macchinari, nelle pareti laterali del carro principale sono previsti degli sportelli in due parti, apribili verso il basso e verso l'alto, in maniera da formare rispettivamente una passerella transitabile ed una pensilina di protezione contro gli agenti atmosferici.

Allo scopo di consentire all'operatore un agevole controllo dei dispositivi e macchinari sistemati in entrambi i carri, i quadri di controllo del turbogruppo sono sistemati in un compartimento del carro ausiliari adiacente al carro principale (fig. 14). In questo compartimento sono installati i quadri comando turbina ed alternatore (fig. 15), il quadro teleruttori, il quadro corrente continua con il carica-batterie, il quadro protezioni e misure alternatore, l'interruttore di parallelo e gli interruttori di linea e del trasformatore servizi ausiliari.

Sul carro ausiliari sono inoltre installati vari macchinari ausiliari e cioè la pompa iniezione combustibile, il compressore aria di polverizzazione, i radiatori olio, un gruppo elettrogeno ed un trasformatore per i servizi ausiliari (fig. 16).

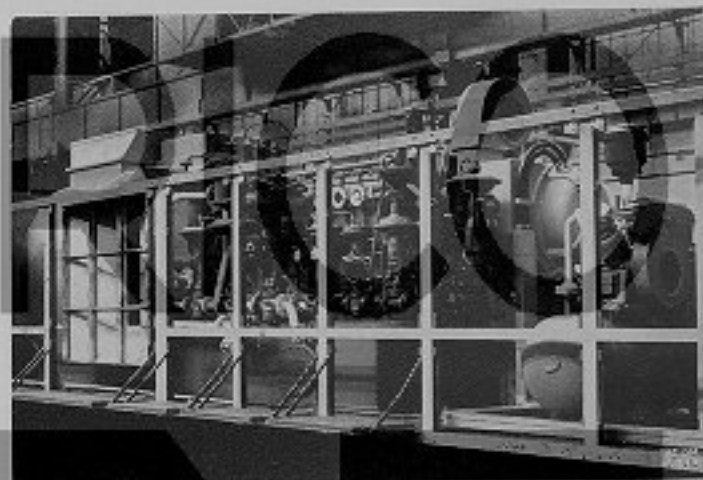


Fig. 13 - Gruppo valvole di regolazione per combustibile liquido e gassoso

Fig. 14 - Apparecchiature elettriche sul carro ausiliari e alternatore sul carro principale



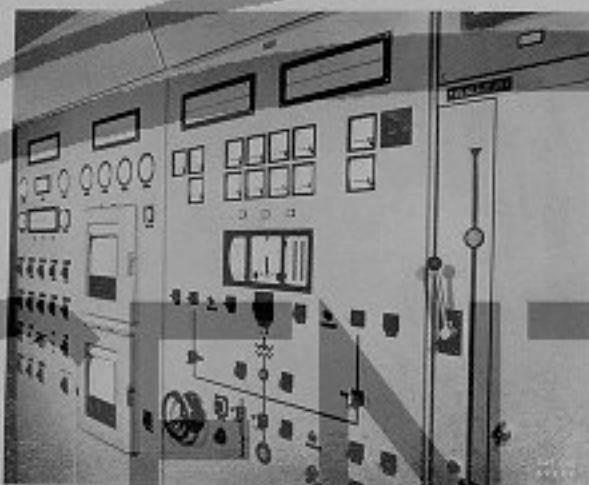


Fig. 15 - Quadri di controllo del turbogruppo



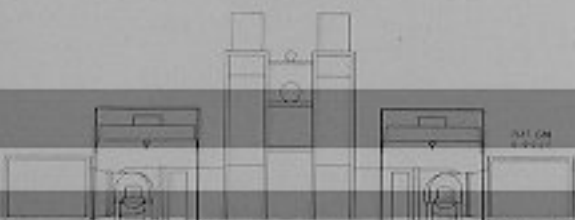
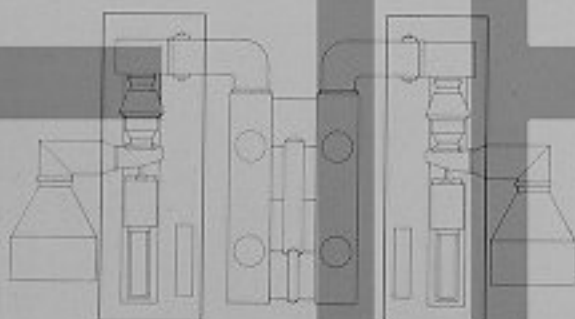
Fig. 16 - Gruppo elettrogeno servizi ausiliari

Il complesso della Centrale mobile è stato studiato in maniera da permetterne la rapida messa in servizio dopo un trasferimento.

A questo scopo, la sistemazione dei vari macchinari ausiliari è stata concepita in modo da ridurre al minimo il numero dei collegamenti tra i due carri. Questi sono stati realizzati mediante cavi collegati a mezzo di bocchettoni multipli e — per le tubazioni — a mezzo di flessibili.

Le uniche due parti che sporgono dalla sagoma limite ferroviaria e devono essere trasportate smontate sono il camino ed i filtri dell'aria, che possono comunque essere facilmente e rapidamente montati sul tetto del carro principale al momento dell'impiego della Centrale.

Fig. 17 - Impianto combinato con due turbine a gas e caldaia di recupero



7) Cicli misti turbina a gas - turbina a vapore

Come è noto, i gas che si scaricano dalla turbina a gas sono a temperatura relativamente elevata (dell'ordine di 400 °C) e pertanto costituiscono una fonte di calore che può essere utilizzata per la produzione di acqua calda o vapore.

Nel seguito verrà accennato ad alcune applicazioni del recupero del calore dei gas di scarico per la produzione di vapore.

Oltre alle applicazioni che possono ormai considerarsi convenzionali, come la produzione di vapore per usi tecnologici, ormai largamente diffusa negli impianti chimici e petrolchimici nei quali sono installate turbine a gas, riteniamo che possano presentare particolare interesse le seguenti:

a) Modernizzazione di vecchi impianti a vapore, nei quali deve essere sostituita la caldaia. In questo caso può essere installata una caldaia a recupero, che può fornire un'economica sorgente di vapore per i turbogeneratori a vapore esistenti. Nella fig. 17 è mostrata una possibile soluzione nella quale sono impiegate due turbine a gas ed una caldaia a recupero. Le due turbine a gas sono installate ai due lati della caldaia. Allo scopo di consentire di impiegare una sola o entrambe le turbine a gas, la caldaia è suddivisa in due elementi che sono collegati ad un unico collettore del vapore.

Questa soluzione consente una elevata flessibilità di funzionamento, in quanto le turbine a vapore possono fornire la potenza di base e le turbine a gas assorbire le punte di carico.

b) Impianti combinati gas-vapore con installazione differita nel tempo. Questi impianti, comprendenti un certo numero di turbine a gas e di turbine a vapore, sono stati concepiti in maniera che l'installazione dei

vari elementi possa venire programmata scalarmente nel tempo, in modo da seguire l'aumento della richiesta di energia che si prevede nel corso di un certo numero di anni.

Ciò consente di differire gli investimenti necessari per la realizzazione dell'impianto e di suddividerli in un numero ragionevole di anni.

Per illustrare questo concetto si può prendere come esempio l'impianto illustrato in fig. 18, che è composto da due turbine a gas da 15 MW, da una caldaia a recupero e da una turbina a vapore da 22 MW.

L'impianto completo, della potenzialità di 52 MW, può venire realizzato in tre fasi.

Nella prima fase verrà installata una sola turbina a gas, rendendo disponibili 15 MW.

La seconda fase consiste nell'aggiunta della caldaia e della turbina a vapore. La caldaia è del tipo a recupero e ricombustione per cui la turbina a vapore può essere alimentata con una portata vapore sufficiente per sviluppare la sua piena potenza di 22 MW. I gas di scarico dalla turbina a gas vengono cioè impiegati come aria di combustione preriscaldata. La potenzialità dell'impianto è così aumentata a 37 MW e il rendimento è di un ordine tale da permetterne l'impiego economico sia per servizio di base che per servizio di punta.

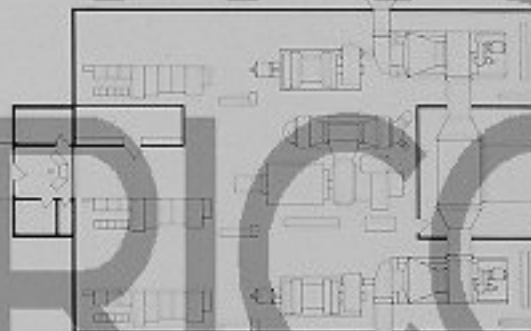
Nella terza ed ultima fase, l'impianto è completato con l'installazione di una seconda turbina a gas da 15 MW. Il vapore prodotto recuperando il calore dei gas di scarico delle due turbine a gas consente alla turbina a vapore di erogare circa 15 MW. Mediante la postcombustione è possibile produrre il vapore supplementare necessario per permettere alla turbina a vapore di erogare la potenza di 22 MW, per cui la potenzialità totale dell'impianto raggiunge i 52 MW.



Prima fase:
una turbina a gas



Seconda fase:
una turbina a gas con caldaia
di recupero più una turbina
a vapore



Terza fase:
due turbine a gas con caldaia
di recupero più una turbina
a vapore

Fig. 18 - Impianto combinato a vapore e a gas con installazione differita nel tempo

Impiegando due turbine a gas da 30 MW ed una turbina a vapore da 44 MW può essere realizzato un impianto analogo avente una potenza totale installata di 104 MW.

Un contributo sull'influenza dei difetti e delle saldature sul limite di fatica degli organi di macchine

dot. ing. G. Simonetti

Memoria presentata al XV Congresso Nazionale dell'Associazione Meccanica Italiana - Varese 26 - 29 ottobre 1968

1. Premessa

La resistenza a fatica degli organi meccanici è sempre problema di attualità, per la sua non completa conoscenza, e per i nuovi campi di ricerca che si presentano con il progredire delle applicazioni meccaniche, come per esempio nel caso degli organi di grandi dimensioni e nel caso dell'influenza sulla fatica di particolari difetti presenti sulla superficie del materiale. La fatica dal punto di vista dell'effetto forma (cambio di sezione, raccordi, fori, intagli ecc.) si può ritenere sia stato abbastanza sperimentato in modo tale che con l'ausilio di formule, di coefficienti, di tabelle o grafici si riesce a dare una risposta a gran parte dei quesiti pratici con buona approssimazione senza dover ricorrere a costosissime prove. Evidentemente ci sono i casi complicati o poco conosciuti, o quelli in cui bisogna avere valori entro limiti precisi, in quanto la vita del particolare è ben definita, allora bisogna ricorrere alle prove con le macchine per fatica. Tuttavia forse il campo meno sviluppato in fatto di conoscenza della fatica è quello dell'influenza dei difetti che a volte si manifestano nei particolari di fusione come soffiature, inclusioni; difetti dovuti a trattamenti termici; difetti di saldatura; difetti di stampaggio ecc. che in molti casi mettono in serio imbarazzo i collaudi nell'esprimere un giudizio di accettazione o di scarto, giudizio che incide soprattutto sul fattore economico della produzione.

Il più delle volte lo scarto di un determinato particolare di macchina è basato più che su una conoscenza dell'effetto dei difetti sulla resistenza dello stesso in funzionamento, da particolari situazioni psicologiche di eccessiva prudenza o dubbio.

Finché lo scarto interessa un particolare di piccole dimensioni questo non comporta in generale un rischio economico grave, ma nell'industria pesante capita di dover decidere di grossi particolari il cui peso economico è rilevante, oppure quando si tratta di dover fare dei capitolati di collaudo molto impegnativi e tali da non compromettere una ragionevole produzione e nello stesso tempo una seria garanzia per la sicurezza di esercizio.

Con l'esposizione che verrà di seguito fatta non si pretende di dare una soluzione generale, e tanto meno di trattare tutti i casi inerenti ai difetti dei

materiali e delle saldature ma esporre alcuni esempi pratici ed interessanti di fatica in modo da dare, come dice il titolo, un semplice contributo ed un'idea sull'importanza di certe situazioni che si possono verificare nella pratica costruttiva dei particolari di macchine.

2. Influenza delle condizioni superficiali del materiale e del tipo di elaborazione dell'acciaio

Un interessante caso di fatica è stato sviluppato con un pulsatore a trazione e compressione di ± 30 t, su un particolare tipo di giunto in grandezza naturale in due soluzioni uno in acciaio fuso, l'altro in acciaio fucinato (vedi fig. 1).

L'acciaio con ca. 0,4% di C legato con Cr e Mo aveva un carico di rottura a trazione di

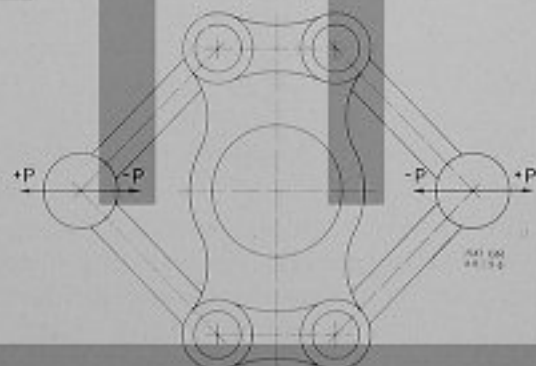
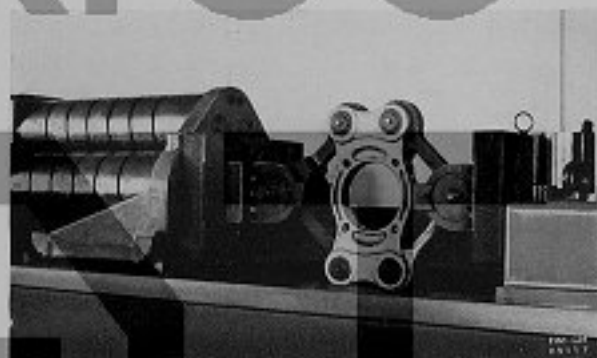


Fig. 1 - Pulsatore SCHENK da 60 t e relativo schema di applicazione del carico, allestito per la prova di fatica di un giunto in grandezza naturale

ca. 90 kg/mm^2 ed un limite di snervamento di ca. 85 kg/mm^2 .

Le prove di fatica hanno messo in evidenza che a parità di forma la migliore finitura superficiale dello stampato, la migliore compattezza del materiale e l'assenza di imperfezioni superficiali aveva aumentato notevolmente il limite di fatica del particolare rispetto a quello in acciaio fuso. Infatti per il pezzo in acciaio fuso il limite di fatica a trazione pulsante (riferendosi al carico del pulsatore) è stato da $+10 \pm 8 \text{ t}$ mentre il fucinato è risultato oltre $+23 \pm 20 \text{ t}$ cioè un limite di fatica più che raddoppiato. Questo risultato non deve però suscitare particolari contrasti nell'impiego dell'acciaio fuso rispetto al fucinato in quanto adeguati accorgimenti di fusione, (metodi di fusione) miglioramenti di forma del pezzo, maggior grado di purezza del materiale possono avvicinare di molto i valori a quelli del fucinato. Comunque l'opportunità dell'impiego di particolari in acciaio fuso anziché fucinato dipende anche da altri fattori: dalla forma complicata del pezzo, impiego di materiali di difficile fucinatura, dalla esatta conoscenza delle sollecitazioni di esercizio e dei limiti di fatica.

3. Alcuni esempi di rotture per fatica avvenute in esercizio per presenza di difetti nel materiale

In questo paragrafo vengono esposti casi di rotture in esercizio per difetti che si sono verificate nel campo degli alberi motori, organi particolarmente sollecitati.

3.1. La fig. n. 2 riguarda la rottura di un albero motore di grande diametro a due tempi le cui manovelle sono in acciaio fuso con $C \cong 0,2\%$ e con un carico di rottura a trazione $R_t = 45 \div 50 \text{ kg/mm}^2$. La rottura è partita dalla superficie liscia del perno e non dai raccordi che sono le zone più sollecitate dell'albero. Avendo trovato in prossimità della rottura le caratteristiche del materiale rispondenti a quelle richieste, attraverso un attento esame micrografico, la causa della rottura è risultata dovuta alla presenza nella zona di inizio rottura (fig. 3) di un reticolo di scorie allineate con microcricche (fig. 4).

3.2. In questo caso ci si riferisce ad un albero di dimensioni più piccole per motore a 4 tempi. L'albero era di acciaio fucinato norm. C 40 UNI con carico di rottura $R_t = 60 \div 70 \text{ kg/mm}^2$ — nella fig. 5 è indicato l'andamento della rottura a torsione ed il punto A il punto di partenza della stessa nel raccordo del perno di banco.

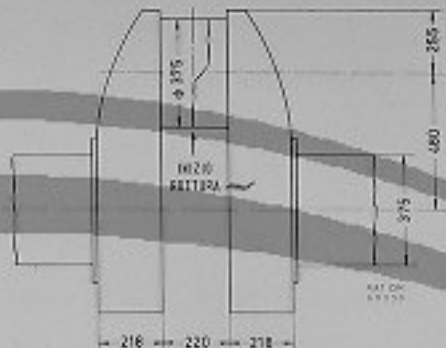


Fig. 2 - Disegno di una manovella in acciaio fuso di un motore Diesel navale con la posizione della rottura avvenuta durante l'esercizio

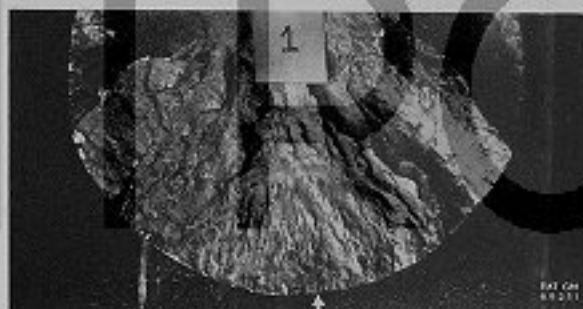


Fig. 3 - Aspetto della rottura per fatica del perno di manovella di fig. 2 ove si nota un'ampia onda di propagazione



Fig. 4 - Microfotografia rappresentante un allineamento di porosità unite da microcricche. Numerosi difetti simili erano presenti in prossimità del punto di partenza della rottura delle figg. 2 e 3



Fig. 5 - Rottura di un albero in acciaio fucinato per motore a 4 tempi. Il punto A indica l'inizio della rottura per fatica a torsione



Fig. 6 - Particolare del punto A di inizio della rottura di fig. 5. Si nota chiaramente la presenza di un difetto d'origine



Fig. 7 - Rottura di fatica di un albero motore, con 385 ore di moto, a causa di errata operazione di controllo. La freccia indica le impronte lasciate dai puntalini del magnetoscopio sulla mascherina lesionata

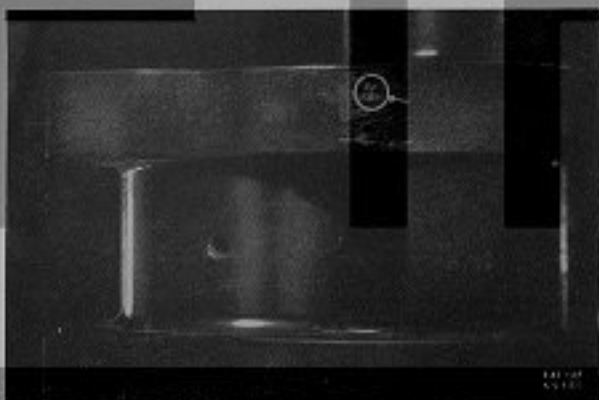


Fig. 8 - Su una mascherina dello stesso albero sono ben visibili due impronte circolari lasciate dai puntalini del magnetoscopio rilevate con liquidi penetranti fluorescenti

Si nota che nel punto A vi era un difetto di materiale (fig. 6) non visibile all'esterno, dovuto ad inclusioni o segregazioni di scorie, provenienti da difetti originali centrali dello sbazzato e non spostati con la successiva fucinatura.

Nella foto 6 si notano le onde di propagazione della rottura di fatica ai lati del difetto.

3.3. Un altro caso molto interessante e che dimostra l'importanza che bisogna porre prima di eseguire certe operazioni di collaudo è quello verificatosi per un albero motore per motore a 4 tempi completamente nitruato in acciaio bonificato 40 CDV 12 (acciaio al Cr-Mo-V) con $R = 100 + 125 \text{ kg/mm}^2$ ed $S_{0,2} = 90 \text{ kg/mm}^2$ con spessore di niturazione 0,5 mm.

L'albero era stato controllato con un metalloscopio e con una intensità di corrente da 1000 a 2000 Ampère appoggiando le pinze sui fianchi dei bracci di manovella ed anziché usare elettrodi di piombo (punto fusione 327°C) sono stati usati per errore elettrodi di rame (punto di fusione 1083°C) per cui la temperatura essendo salita notevolmente ha determinato localmente una diminuzione di durezza da 60 HRC a 50 HRC dello strato nitruato e determinato uno stato tensionale dello stesso strato con formazione di microcricche nella zona di transizione.

La figura 7 mostra chiaramente dopo un certo periodo di tempo di funzionamento dell'albero (385 ore circa di moto) la rottura avvenuta con inizio proprio sulle impronte formatesi su un braccio di manovella, mentre nella fig. 8 si osserva l'inizio della rottura (forma circolare messa in evidenza con liquidi penetranti fluorescenti) su un altro braccio di manovella dello stesso albero.

Mediante un pulsatore per prove di torsione alterna si cercò di studiare il problema. Vennero eseguite delle prove di fatica a torsione su una manovella bicilindro in materiale nitruato come l'albero rotto, cercando di riprodurre sui bracci di manovella gli stessi difetti con il metalloscopio con puntalini di rame.

La rottura dell'albero campione si manifestò in prossimità dei difetti dopo $1,5 \times 10^6$ cicli con una sollecitazione nominale a torsione sul perno di $\pm 10 \text{ kg/mm}^2$. In base a questo risultato si può ritenere con buona approssimazione un limite di fatica a torsione tra $\pm 8 + \pm 9 \text{ kg/mm}^2$. Poiché per il materiale in esame, nitruato ma senza difetti, il limite di fatica a torsione alterna è di $25 + 30 \text{ kg/mm}^2$, si può dedurre che la riduzione apportata da tale difetto è stata dell'ordine del 65% circa.

4. Esperienze per valutare l'influenza dei difetti sulla resistenza a fatica

4.1 L'esecuzione di esperienze con provini che abbiano difetti naturali in determinate posizioni è cosa difficile a realizzarsi, per cui si è cercato nell'ambito delle nostre ricerche di effettuare delle prove su provini ricavati da materiale sano ma i cui difetti (approssimati) sono stati creati artificialmente mediante lavorazioni meccaniche. Le imperfezioni sono state di due tipi:

- una incisione circonferenziale quale può verificarsi per un errore di lavorazione;
- un reticolo di fori di 0,3 mm di \varnothing che può simulare una zona porosa o presenza di inclusioni di scorie.

Questi difetti sono stati studiati sia che essi cadano o no in zone con o senza concentrazioni di tensioni dovute alla forma dei pezzi. I provini sono stati ricavati da barre laminare e normalizzate tonde di 95 mm di diametro, in acciaio al 0,2% di carbonio e con le seguenti caratteristiche meccaniche: $R_T = 45,7 \div 49 \text{ kg/mm}^2$, $S_{0,2} = 27,7 \div 30,7 \text{ kg/mm}^2$, $A_1 = 28 \div 30\%$. Le prove sono state condotte con il pulsatore da + 60 t (± 30 t) a trazione e compressione alterna simmetrica.

Nelle figg. 9-10-11 sono esposti i tipi di provini, le curve di Wohler per i diversi tipi di provini, e la tabella dove sono indicate le riduzioni in % della fatica rispetto al pezzo sano senza difetti.

Interessanti risultano le prove con reticolo di fori che simulano una superficie con zona porosa i cui valori come si vedrà più avanti (punto 4.2.) sono in buon accordo con quanto trovato da altri sperimentatori su difetti reali costituiti da piccole soffiature o da inclusioni. Dai valori della tabella risulta anche l'effetto deleterio sulla fatica della sovrapposizione di piccoli difetti su zone di concentrazione di sforzi.

4.2. Un interessante studio è stato condotto dal Dr. Mamoru Nishihara della Kobe Steel (Giappone) sulla fatica di grandi alberi motori in acciaio fuso per motori diesel marini.

Limitandoci ad un breve accenno di ciò che è inerente al nostro problema cioè a quello dell'influenza dei difetti superficiali come: piccole soffiature, cavità, piccole inclusioni, ecc., sono stati riportati interessanti dati. I provini dei diagrammi di figg. 12-13 sono stati ricavati da fusioni di manovelle di grande diametro (\varnothing perno di manovella 680 mm) ed i difetti erano costituiti da piccole cavità dovute a soffiature bolle di gas, scorie ecc. fino ad un massimo di $\varnothing 3$ mm.

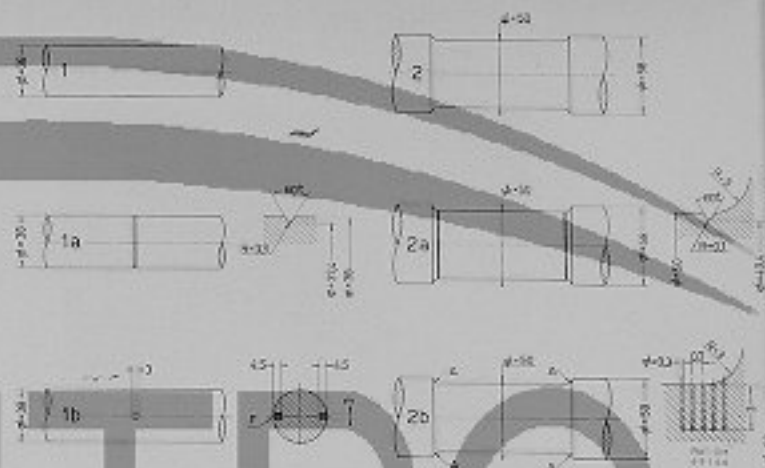


Fig. 9 - Tipi di provini per prove di fatica a trazione-compressione con difetti simulati

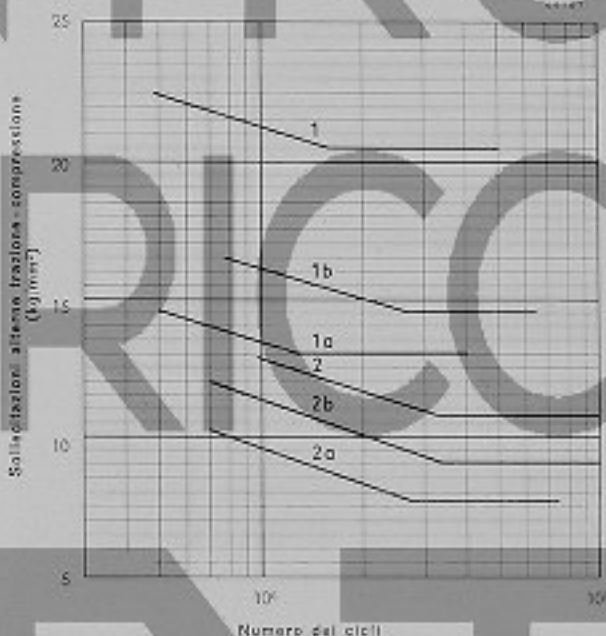


Fig. 10 - Curve di WOHLER delle prove di fatica corrispondenti ai provini di fig. 9

| TIPI DI PROVINI | | Limiti di fatica (kg/mm ²) | Riduzione della fatica rispetto al pezzo sano tipo N. 1 (%) |
|------------------------------------------------------------|----|----------------------------------------|-------------------------------------------------------------|
| Trazione e compressione alterna su pulsatore Schenk | | | |
| Provini a sezione uniforme | 1 | $\pm 20,5$ | |
| Provini con incisione circonferenziale | 1a | ± 13 | 36 |
| Provini con reticoli di fori | 1b | $\pm 14,6$ | 28 |
| Provini con raccordi | 2 | $\pm 10,8$ | 47 |
| Provini con incisione nei raccordi | 2a | $\pm 7,7$ | 62 |
| Provini con reticoli di fori nei raccordi | 2b | ± 9 | 56 |

Fig. 11 - Tabella di comparazione dei valori di fatica delle prove di fig. 10

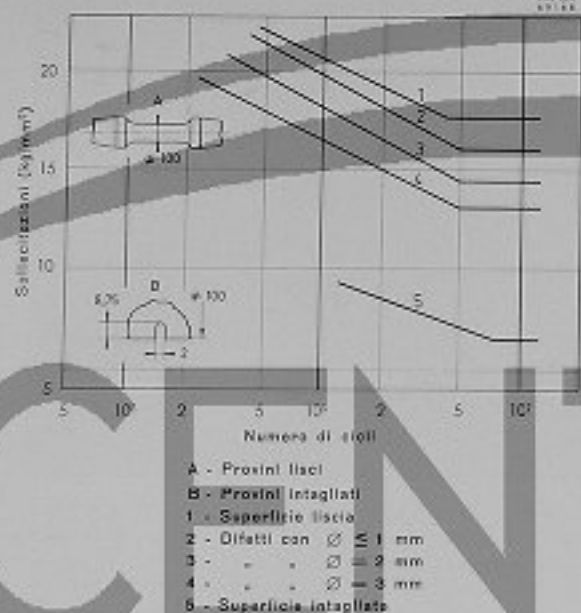


Fig. 12 - Prove di fatica a flessione rotante su provini lisci, intagliati e con difetti di fusione di \varnothing 1-2-3 mm

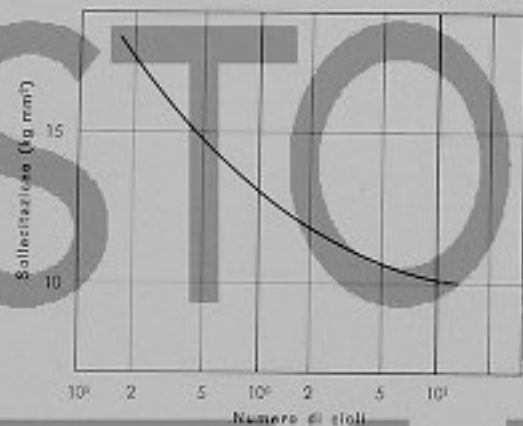
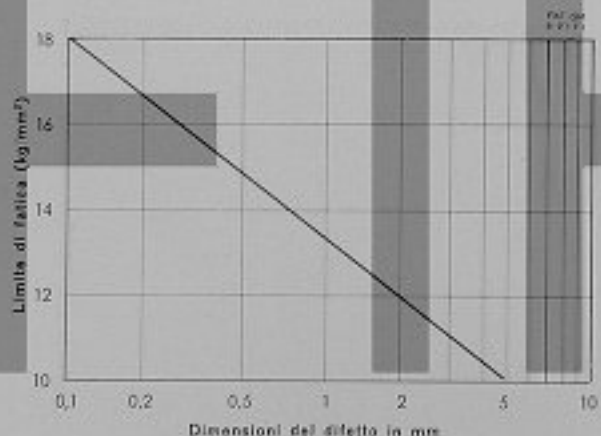


Fig. 13 - Prove di fatica a torsione alternata su provini in acciaio fuso \varnothing 60 con difetti superficiali di $\varnothing \leq 3$ mm



$C =$ curva calcolata con la formula: $(\sigma_w)_d = (\sigma_w)_0 - A(1 + \log d)$
 $(\sigma_w)_d$ - Limite di fatica in kg/mm^2 con difetti
 $(\sigma_w)_0$ - Limite di fatica in kg/mm^2 senza difetti
 A - Coefficiente
 d - Dimensione max in mm del difetto

Fig. 14 - Relazione tra il limite di fatica e le dimensioni del difetto

affioranti in superficie con piccola profondità. L'acciaio usato corrispondeva ad un acciaio fuso con 0,22% circa di C debolmente legato con Cr e V e con un carico di rottura di ca. 52 kg/mm^2 ed un limite di snervamento di ca. 32 kg/mm^2 . Dal diagramma di fig. 12 si osserva che per difetti di $\varnothing 3$ mm si ha una riduzione del limite di fatica a flessione rotante del 28% mentre per la torsione sembra che l'effetto dei piccoli difetti, almeno in questo caso, sia meno sentito se si tiene conto che per la torsione il limite di fatica è inferiore a quello della flessione rotante.

Interessante è il diagramma di fig. 14 il quale è stato calcolato con la formula:

$$(\sigma_w)_d = (\sigma_w)_0 - A(1 + \log d).$$

Dove $(\sigma_w)_d$ è il limite di fatica in kg/mm^2 in funzione dei difetti; $(\sigma_w)_0$ è il limite di fatica in kg/mm^2 per materiale senza difetti. A = costante che dipende dal tipo e dalla qualità del materiale; d = lunghezza del difetto in mm.

La costante A varia generalmente da 4 a 7 kg/mm^2 a seconda delle condizioni del materiale e se si tratta di fori o di cricche normali all'asse.

Nel caso specifico in esperimento è stato assunto $A = 4 \text{ kg/mm}^2$, in quanto si è tenuto conto del tipo di materiale — delle dimensioni dei provini — del tipo e profondità dei difetti. Comunque è interessante osservare, che i valori calcolati sono sufficientemente approssimati rispetto a quelli sperimentali (confrontare valori grafico di fig. 12 con fig. 14). I valori teorici sarebbero stati praticamente uguali ai reali se si fosse preso un valore di A di ca. 3,5.

5. Limite di fatica di particolari strutture saldate

La fatica nel campo delle strutture saldate è stata ed è ancora oggi argomento di numerosi studi e di ricerche, per il complesso di fenomeni che si possono verificare nelle saldature, come difetti, tensioni residue, concentrazioni di sforzi dovuti ai nodi stessi di saldatura ecc.

Una saldatura con elettrodi ben fatta ed a superficie lavorata, in via di massima, in prove di laboratorio su provini, raggiunge valori pressoché eguali a quelli del materiale base. Nella maggior parte dei casi però in pratica le strutture saldate comportano saldature allo stato greggio e quindi con possibilità di difetti più o meno occulti vicino alla superficie, difetti di non penetrazione, di incollamenti, di piccole soffiature.

In questi casi si possono raggiungere limiti di fatica a trazione e compressione molto bassi dell'ordine

di $\pm 4 \text{ kg/mm}^2$, limiti di fatica a trazione e compressione o flessione di $\pm 6-7 \text{ kg/mm}^2$ sono abbastanza comuni. Con questi limiti di fatica, evidentemente il margine di sicurezza degli elementi saldati è alquanto limitato e pone quindi la progettazione e la produzione nelle condizioni di studiare tecniche sempre più avanzate.

Bisogna dire però che con lo sviluppo via via più perfezionato delle analisi estensimetriche dei particolari oggi e più ancora in futuro si potranno selezionare con maggior garanzia le saldature di forza da quelle secondarie ed esigere così una maggiore severità di esecuzione per le saldature molto sollecitate. Inoltre con il perfezionarsi ed il divulgarsi dei moderni mezzi di controllo come Raggi X, e soprattutto degli ultrasuoni, si potrà garantire alla saldatura un maggior coefficiente di sicurezza entro i limiti di esercizio del particolare che si traduce in pratica in un più elevato limite di fatica globale della struttura.

5.1. Giunti saldati

Interessante può presentarsi l'esposizione dei risultati di una lunga ricerca sul tipo di saldatura da adottare per risolvere un particolare problema di traverse saldate e soggette a torsione. A tale scopo sono stati esaminati diversi tipi di traverse a scatola ed altre tubolari.

Per non dilungarsi in una particolareggiata e lunga descrizione di prove e dati ci si è limitati a considerare il confronto fra le due soluzioni più rappresentative come dalle figg. 15 e 16. Il materiale usato per le prove era un acciaio al carbonio saldabile con un carico di rottura $R_t = \text{ca. } 45 \text{ kg/mm}^2$.

Le prove di fatica erano state condotte su un pulsatore a torsione. Dati di confronto dei limiti di fatica a torsione riferiti alle sollecitazioni nominali rilevati mediante strisce estensimetriche.

| Fig. | Modulo di Resist. a torsione m^3 | Limite di fatica kg/mm^2 | Momento torcente kgm |
|------|------------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|
| 15 | 39.600 | $\pm 4,5$ | ± 177 |
| 16 | 53.750 | $\pm 6,15$ | ± 330 |

Come si vede la soluzione a tubo è quella che ha dato i migliori risultati di resistenza a fatica.

5.2. Influenza sulla fatica di difetto continuo al vertice per saldature festa a festa

Un difetto al vertice può essere dovuto a mancanza di penetrazione a causa della tecnica di saldatura, ad inclusioni di scorie, ad incollature od incrinature. Tali difetti sono difficilmente ri-

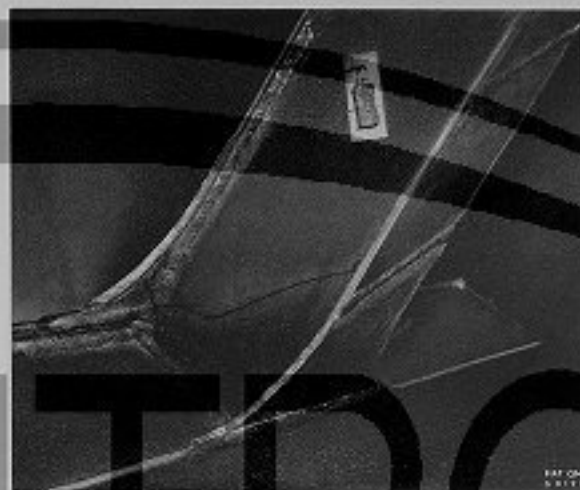


Fig. 15 - Modello di traversa saldata a scatola. La rottura di fatica a torsione ottenuta con pulsatore parte dal fondo di una saldatura. Limite di fatica: $F_1 = \pm 4,5 \text{ kg/mm}^2$

producibili, comunque con particolari artifici si è potuto realizzare dei provini con mancanza di penetrazione al vertice per tutta la lunghezza.

Le prove di fatica sono state eseguite a trazione pulsante su provini di lamiera di acciaio a basso carbonio con carico di rottura $R_t = 42 \text{ kg/mm}^2$. Dimensioni provini $12 \text{ mm} \times 64 \text{ mm}$ saldatura ad X.

Per le saldature sono stati usati elettrodi l'uno con rivestimento rutil-cellulosico per le passate di fondo cianfrino, l'altro con rivestimento acido per le passate di riempimento.

Tutti i provini si sono rotti sulla sezione del difetto con un limite minimo di fatica corrispondente ad una escursione di sollecitazione pulsante da $+2$ a $+11 \text{ kg/mm}^2$.

Per provette saldate ma senza difetto interno il limite di fatica nelle stesse condizioni di carico

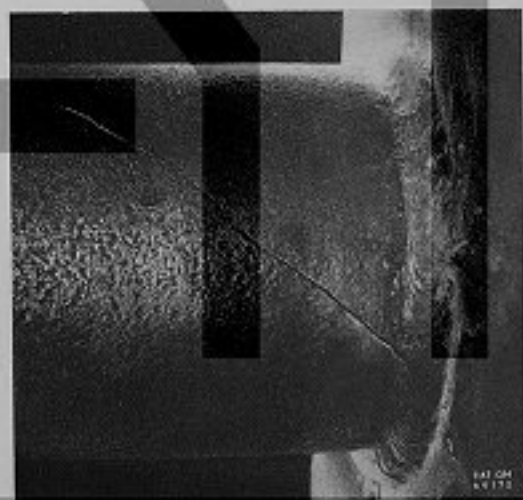


Fig. 16 - Modello di traversa a tubo saldato. La rottura di fatica a torsione ottenuta con pulsatore parte dalla saldatura del tubo con la piastra di fondo. Limite di fatica: $F_1 = \pm 6,15 \text{ kg/mm}^2$

ha dato un'escursione di $\pm 2 + 20 \text{ kg/mm}^2$, il che vuol dire che un difetto come quello realizzato nelle prove riduce la resistenza a fatica della saldatura del 50% circa.

Nel corso delle prove si è notato che un trattamento di distensione a 650°C delle saldature con difetto non porta alcun vantaggio. Questo è spiegabile, almeno nel caso esaminato, per il fatto che il difetto comporta un peggioramento superiore ad un eventuale stato tensionale.

5.3. Influenza di riporti localizzati di saldatura

Uno dei quesiti che molte volte si presenta nella pratica è l'utilità o meno di riporti locali di saldatura per eliminare difetti presumibilmente più pericolosi della saldatura. Le prove sono state eseguite su provini di $\varnothing 38 \text{ mm}$ e per sollecitazione a trazione e compressione con pulsatore da $\pm 30 \text{ t}$. I riporti di saldatura interessavano una superficie di $15 \text{ mm} \times 45 \text{ mm}$ ed una profondità di 4 mm .

Acciaio usato al C saldabile con $R_T = \text{ca. } 45 \text{ kg/mm}^2$.

Per il riporto di saldatura si sono usati elettrodi basici.

Alcuni provini dopo la saldatura e la lavorazione di macchina vennero sottoposti ad un trattamento di distensione a 650°C per due ore.

Al controllo magnetoscopico nessun provino ha dovuto essere scartato per incrinature o cricche. Le prove di fatica a trazione e compressione hanno dato i seguenti risultati:

| | |
|-------------------------------------|---------------------------|
| Provini senza saldatura | $\text{kg/mm}^2 \pm 20$ |
| Provini con sald. non ricotti | $\text{kg/mm}^2 \pm 11,2$ |
| riduz. rispetto provino senza sald. | 43% |
| Provini con sald. ricotti | $\text{kg/mm}^2 \pm 13,7$ |
| riduz. rispetto provino senza sald. | 33% |

Nelle prove si è notata una certa dispersione di valori dovuti in gran parte a microporosità o microlesioni sotto la superficie.

Provini saldati privi completamente di difetti sono arrivati a valori di fatica di $\pm 18 \text{ kg/mm}^2$ cioè vicino al valore dei provini senza saldatura. Evidentemente per riporti di piccolo volume come quelli da noi sperimentati, il fattore che più incide è la sovrapposizione molto vicina e molto densa di inneschi d'arco, che notoriamente rappresentano i punti critici della saldatura.

Comunque per casi analoghi di saldature e cioè per piccole riparazioni superficiali, conviene forse non abusare della saldatura poiché potrebbe essere più dannosa che efficace specialmente nel ca-

so non si possa eseguire una buona ricottura di distensione. In altri casi, per condizioni di riporto meno critiche, come si vedrà nell'esempio citato più avanti, la saldatura può eguagliare le caratteristiche di fatica del materiale base.

5.4. Prove sulla saldabilità degli acciai fusi per manovelle di alberi semicomposti e relativa resistenza a fatica. (Possibilità di riparazione con saldatura di difetti di fusione)

Nei grossi alberi semicomposti con manovelle in acciaio fuso si verificano alle volte zone porose in prossimità di punti critici della manovella stessa per esempio, raccordi tra perno di manovella e braccio. Poiché il costo di tali elementi di albero è notevole venne fatta una ricerca sulla possibilità di riparare le zone porose con opportune saldature.

Allo scopo di avere lo stesso materiale usato in pratica per i grossi alberi motori, i provini, costituiti da singole manovelle in scala 1:3 rispetto l'originale, vennero ricavati da grosse manovelle di normale produzione (\varnothing perno manovella 550 mm).

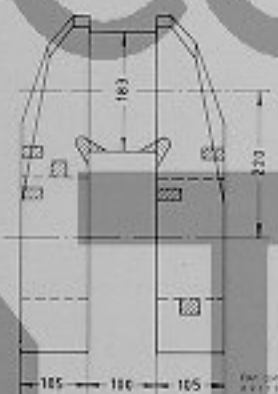


Fig. 17 - Dimensioni dei provini scala 1:3 con lo schema delle posizioni di saldatura, usati per le prove di fatica a flessione piano sul pulsatore di 60 t

Materiale usato per queste prove:

Acciaio fuso con $R_T = 50 \div 60 \text{ kg/mm}^2$ - $S_{1,2} = 35 \text{ kg/mm}^2$ - $A \% = 22$.

Alcuni modelli vennero scavati e saldati in determinati punti (vedi fig. 17) e ricotti a 650°C per la distensione.

Le saldature sono state eseguite preriscaldando il pezzo e saldando nell'intervallo tra 300 e 220°C . Tale ciclo veniva ripetuto fino a completamento di tutte le saldature.

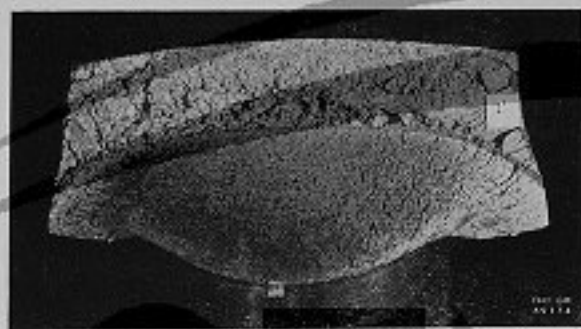


Fig. 18 - Rottura per fatica di un modello senza saldature. La rottura parte dal raccordo tra perno di manovella e braccio. Limite di fatica $F_p = + 5,06 \pm 4,01 \text{ kg/mm}^2$ riferito alla mezzaria del perno

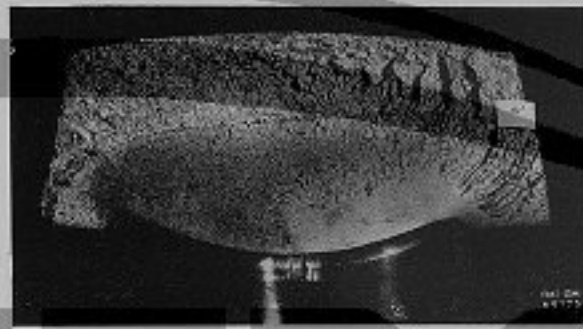


Fig. 19 - Rottura per fatica di un modello con saldature. La rottura, come nella fig. 18, parte dal raccordo tra perno di manovella e braccio. Limite di fatica $F_p = + 5,06 \pm 4,01 \text{ kg/mm}^2$ riferito alla mezzaria del perno

Le prove di fatica a flessione pulsante vennero effettuate sul pulsatore Schenck da 60 t.

Di un certo interesse per chi si occupa di prove di fatica, è stata l'impostazione del carico sulle manovelle avendo adottato il sistema degli appoggi scorrevoli. In questo modo, con rilievi estensimetrici si sono rilevate le variazioni delle sollecitazioni sulla mezzaria del perno sia con appoggi fissi che con appoggi scorrevoli.

Con gli appoggi scorrevoli i valori determinati sperimentalmente si scostano di poco da quelli nominali calcolati, mentre con gli appoggi fissi si hanno valori alquanto bassi.

Con gli appoggi scorrevoli si possono ottenere risultati di fatica più vicini a quelli corrispondenti alle condizioni di esercizio.

Le prove di fatica sui vari modelli tanto saldati che senza saldatura hanno dato come limite di fatica a flessione pulsante i seguenti valori: riferito alla mezzaria del perno $= + 5,06 \pm 4,01 \text{ kg/mm}^2$ (tensione effettiva) e, riferito al raccordo tra perno e braccio $= + 19 \pm 15,1 \text{ kg/mm}^2$ (tensione calcolata). La sollecitazione nel raccordo è stata ottenuta moltiplicando la tensione effettiva sulla mezzaria del perno per 3,76 (coefficiente di concentrazione).

Le figure 18 e 19 rappresentano le rotture di fatica verificatesi sulle manovelle senza saldatura e con saldatura. Interessante notare la compattezza della zona saldata.

Questa serie di prove ha posto la possibilità di poter riparare con saldatura manovelle in acciaio fuso con una certa garanzia, dato che, seguendo opportuni cicli di saldatura, si possono in questo caso, eguagliare le caratteristiche di fatica del materiale base.

Conclusione

A conclusione dei casi esaminati si può dire che, nei criteri di valutazione della gravità dei difetti, non è soltanto l'entità del difetto in se stesso che entra in campo ma in quanto va considerato in riferimento alla resistenza globale del pezzo ed alle possibilità di riduzione del danno.

Teoricamente, per un organo di forma tensionalmente ideale non si dovrebbero ammettere difetti nemmeno di piccola entità, ma in pratica la forma reale è una soluzione di compromessi con diverse esigenze come: ingombro, fori, cambiamenti di sezioni, dimensioni variabili da zona a zona, raccordi, per cui a zone con alti margini di sicurezza ne esistono sullo stesso pezzo altre più sollecitate e quindi più critiche in caso di condizioni anormali di esercizio o di sovraccarichi.

Quindi la gravità di un difetto o di una determinata saldatura in un pezzo reale è funzione soprattutto della posizione in cui si trova ed è logico definire accettabile il difetto o la saldatura ogni qualvolta essi non riducono il margine di sicurezza globale del pezzo.

Ne consegue che il limite di fatica calcolato per la sezione interessata dal difetto, deve essere sempre superiore al limite di fatica della sezione più sollecitata per effetto della forma del pezzo.

Per ultimo la possibilità di ridurre il danno della presenza di difetti mediante saldatura, non sempre è una soluzione positiva, in quanto si deve tener calcolo delle condizioni del materiale, dell'entità della saldatura, della possibilità di eseguire una buona distensione termica.

Riparti di saldatura di piccola entità possono presentare degli inconvenienti, per cui alle volte conviene asportare il difetto raccordando opportunamente la cavità di sondaggio.

Notizie FIAT Grandi Motori

Altri due motori 10610 S per Mammoth-tanker. - La Soc. SNAM di Milano ha commesso all'Italcantieri due motocisterne da 253.000 tons d.w. che saranno costruite presso il Cantiere di Monfalcone. L'apparato di propulsione Diesel sarà costituito da motori FIAT tipo 10610 S della potenza di 38.600 Cv a 106 giri/min.

Due delle pompe del carico saranno azionate da motori da 2.840 Cv a 1.500 giri/min tipo 210 SS a 16 cilindri cui saranno pure accoppiati due alternatori da 1.200 kW per i servizi elettrici di bordo. Un gruppo elettrogeno ad intervento automatico destinato a servizio di emergenza sarà azionato da un motore della stessa serie a 4 cilindri.

Gastanker da 40.000 m³ per la Francia. - Per il gruppo Gazocean di Parigi, il Cantiere francese La Ciotat costruirà un'altra nave trasporto gas da 40.000 m³ gemella della « Gay Lussac » recentemente entrata in servizio. Anche su questa nave verrà installato un motore FIAT della classe 900 a 6 cilindri.

Centrale diesel elettrica negli U. S. A. da 18.480 kW con motori FIAT. - Il 1° Maggio 1969 è entrata in esercizio la centrale elettrica N. 2 di Freeport, nella Contea di Nassau, Stato di New York (U. S. A.).

Questa Centrale, che è la prima ad avere adottato negli Stati Uniti motori Diesel di grande potenza di disegno europeo, è costituita da due gruppi elettrogeni da 9.240 kW, azionati da motori FIAT 900 ES a 6 cilindri.

Cargo-liner con motore classe « 780 ». - Una cargo-liner da 12.730 tons d.w. sarà costruita presso il Cantiere di Castellammare di Stabia dell'Italcantieri per conto del gruppo armatoriale Lauro.

Sarà dotata di un motore di propulsione CRDA-FIAT tipo 787 S da 14.000 Cv a 126 giri/min e di 2 gruppi elettrogeni da 580 kW ciascuno azionati da motori FIAT tipo LB 239 ESS.

Salgono così a 4 le navi ordinate dallo stesso gruppo armatoriale con motore di propulsione FIAT 780 S a 7 cilindri.

Quattro motocisterne con motori classe « 780 ». - Quattro motocisterne da 26.500 tons d.w. verranno costruite, per conto della Mobil Oil Co., dall'Italcantieri e precisamente: 2 presso il Cantiere Mugliano, La Spezia e 2 presso i Cantieri di Castellammare di Stabia.

Ogni nave sarà dotata di un motore della classe « 780 » a 5 cilindri, da 10.000 Cv a 126 giri/min costruito dal C. R. D. A. di Trieste.

Motori Borsig-FIAT per Armatore tedesco. - La Soc. Borsig di Berlino ha ricevuto recentemente l'ordine, da parte del Cantiere Rheinstahl Nordseewerke GmbH di Emden, per 3 motori tipo B 758 S ciascuno da 12.000 Cv a 135 giri/min destinati a tre motonavi che verranno costruite per conto della « Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrts-Gesellschaft Eggert & Amsinck » di Amburgo.

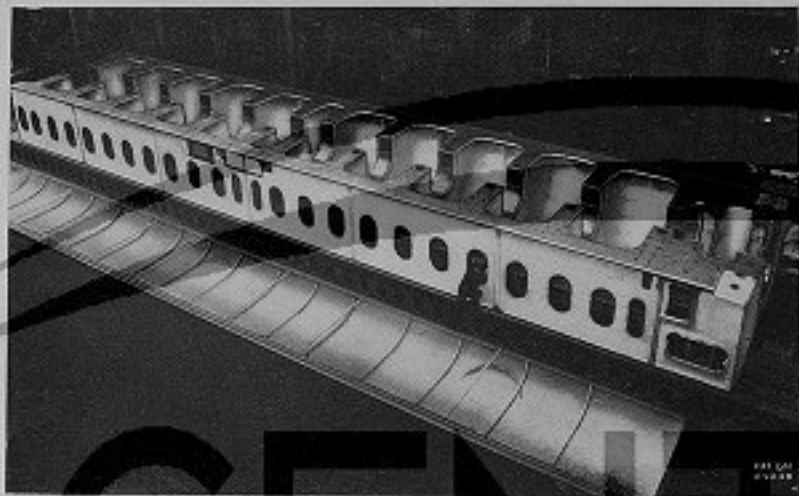
Motori AFNE-FIAT per l'Argentina. - L'AFNE — Astilleros y Fabricas Navales del Estado — costruirà un motore FIAT della serie « 750 ». Si tratta di un motore B 757 S da 10.500 Cv a 135 giri/min, che verrà installato su una nave da carico da 10.900 tons d.w. per la ELMA — Empresa Lineas Maritimas Argentinas —. Altre due navi gemelle sono in costruzione presso il Cantiere di Rio Santiago per conto della stessa Società.

Centrale elettrica da 36.000 kW con motori 680 S entrata in servizio. - Presso gli Stabilimenti della Sezione Automobili della FIAT a Mirafiori è entrata in servizio la centrale per autoproduzione di energia elettrica da 36.000 kW costituita da 4 gruppi elettrogeni azionati da motori FIAT della classe 680 S a 12 cilindri.

Cisterna con motore 680 S. - Una nave cisterna da 7.200 tons d.w. verrà costruita presso il Cantiere Navale di Pietra Ligure per conto della Soc. Marittima Fluviale di Navigazione di Genova. L'apparato di propulsione da 7.650 Cv è costituito da un motore FIAT della classe 680 S a 6 cilindri.

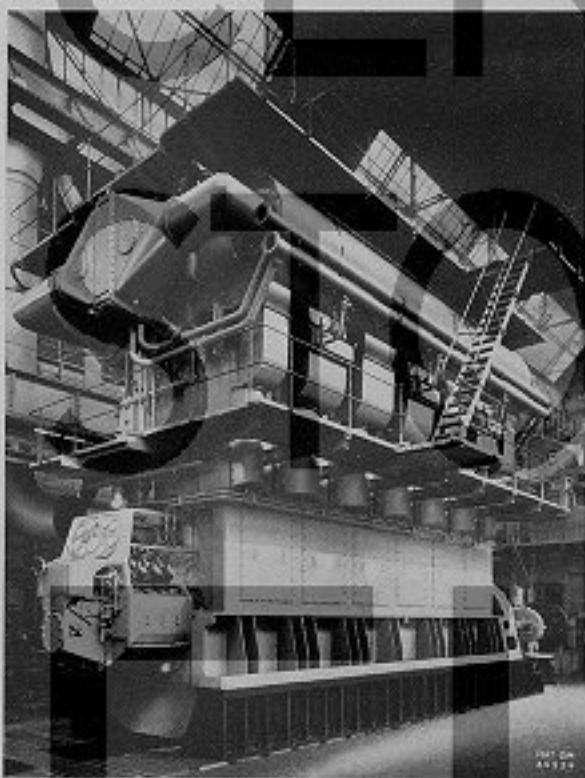
Navi azionate da motori FIAT a media velocità classe « C 420 SS ».

— Due navi trasporto vetture, veloci e altamente specializzate (drive on - drive off), sono in costruzione presso il Cantiere tedesco Blohm + Voss di Amburgo per il Gruppo Armatoriale

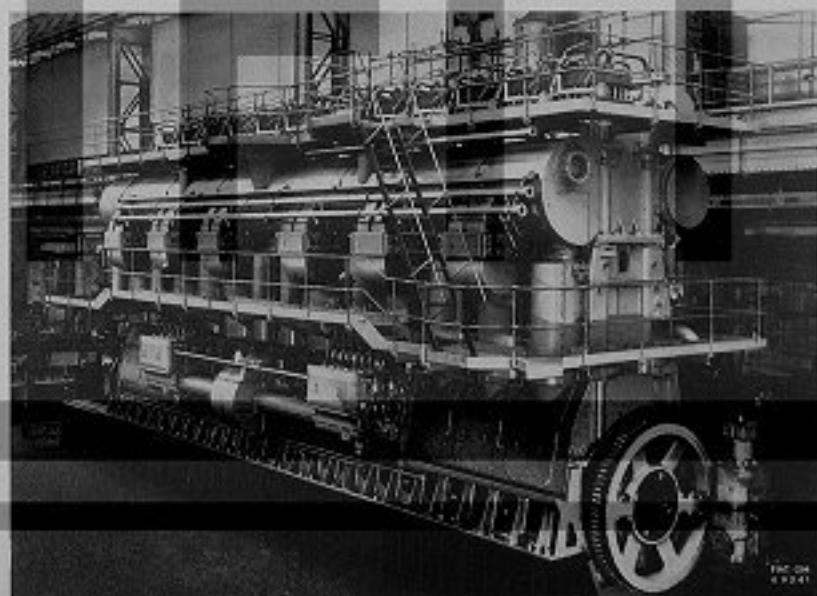
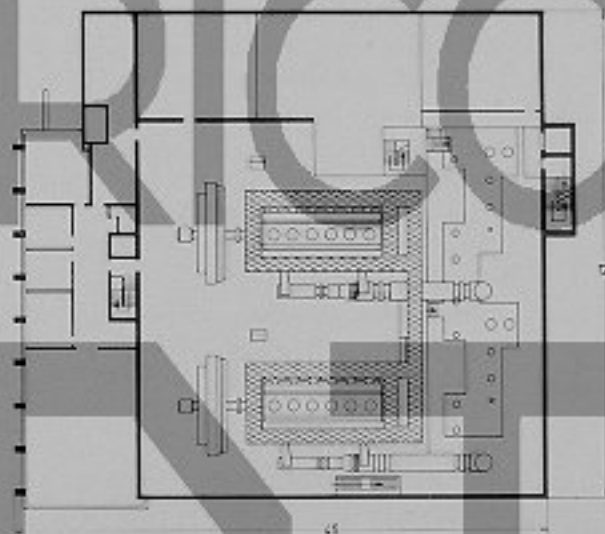


Basamento del motore FIAT 10610 S
in montaggio presso la Sala Prove
della Grandi Motori

Centrale elettrica di Freeport (U.S.A.)
Sistemazione dei motori FIAT 906 ES

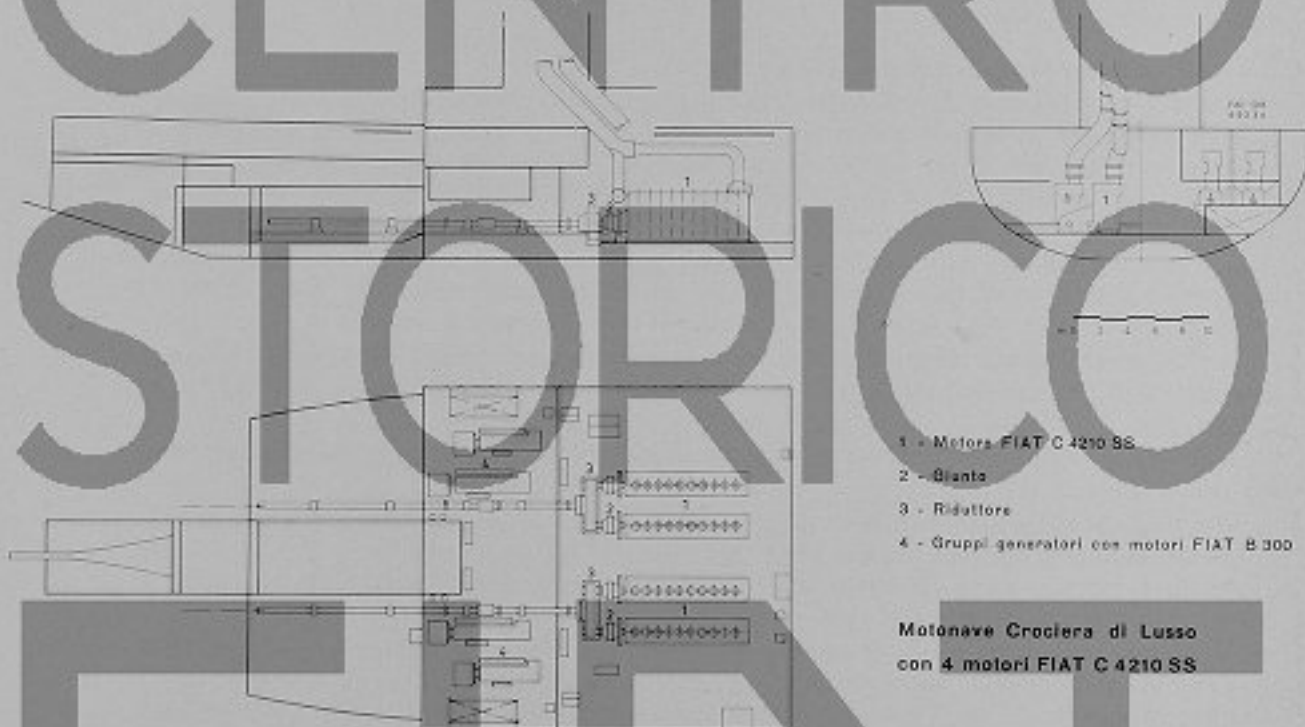
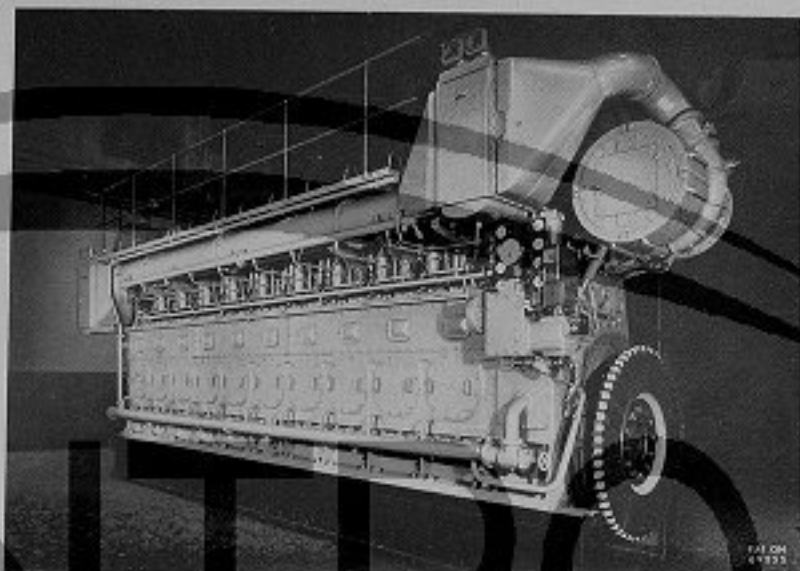


Motore FIAT 906 ES



Motore FIAT B 6812 ES della Centrale
Elettrica di Mirafiori della FIAT Auto

Motore FIAT C 4210 SS in Sala Prove



**Motorave Crociera di Lusso
con 4 motori FIAT C 4210 SS**

Stazione di pompaggio dell'oleodotto
Tanzania-Zambia. Le motopompe sono
azionate da motori FIAT LA 236 S



norvegese Umland di Grimstad. Ogni nave, capace di trasportare 2.800 vetture in viaggi transoceanici, avrà un apparato di propulsione costituito da due motori diesel FIAT a 16 cilindri C 4216 SS, 7.200 Cv ciascuno a 450 giri/min, accoppiati mediante giunti elastici e riduttori di giri ad un'elica a passo variabile, capace di imprimere alla nave una velocità di oltre 21 nodi.

- Due navi Crociera di Lusso sono in costruzione presso i Cantieri Navali del Tirreno e Riuniti di Genova per conto della Società norvegese « Klostere Rederi A/S ». Ognuna di esse avrà un apparato di propulsione da 18.000 Cv composto da due coppie di motori a 10 cilindri, della classe « C 420 », che azioneranno le due eliche a passo variabile tramite giunti elastici e riduttori di giri.
- Due navi Crociera di Lusso da 20.000 t.s.l. verranno costruite dal Cantiere tedesco Rhein Stahl Nordseewerke di Emden per le Società Övind Lorentzen e Fearnley & Eger. Anche queste avranno 4 motori di propulsione C 420 a 10 cilindri su due assi e eliche a passo variabile. Pure gli ausiliari saranno azionati da motori FIAT del tipo B 300 S (quattro per nave).
- Sulla nave passeggeri « Franca C » della Soc. Costa Armatori di Genova, in corso di trasformazione, verrà installato un motore C 420 SS a 18 cilindri da 8.100 Cv a 450 giri/min.
- Il Cantiere Navale Giuliano di Muggia costruirà una nave porta containers per conto della Soc. Traghetto dell'Adriatico di Trieste. L'apparato di propulsione da 9.100 Cv è costituito da due motori FIAT C 420 SS a 9 cilindri.

Motori FIAT a 4 tempi di media velocità classe « B 300 SS ».

- Nella raffineria di Freeport della Bahamas Oil Refining Co. Ltd., in corso di realizzazione nell'isola di Gran Bahama da parte della SNAM Progetti S.p.A. di Milano, saranno installati 5 gruppi motopompe per il carico e lo scarico dei prodotti petroliferi, azionati da motori FIAT della classe « B 300 » e precisamente: 3 da motori B 306 SS e 2 da motori B 3012 SS rispettivamente alla potenza massima continuativa unitaria di 1.500 Cv e 3.000 Cv a 500 giri/min.
- A seguito di ordinazione ricevuta dalla Public Power Corporation di Atene, la FIAT Grandi Motori ha fornito 4 gruppi elettrogeni da 2.500 kW ciascuno azionati da motori diesel FIAT tipo B 3016 ESS a 500 giri/min che verranno installati, per servizio di base, nell'isola di Lesbos.
- Presso il Cantiere Navale Lucchese di Venezia è in costruzione, per conto dell'Istituto Professionale G. Cini di Venezia, una nave scuola che sarà dotata di un motore B 306 SS da 1.500 Cv a 500 giri/min.

Altre due navi traghetto con apparato di propulsione da 8.000 Cv saranno equipaggiate con motori della classe « 300 »:

- la nave traghetto-passeggeri « Tiziano », sarà costruita presso il Cantiere Navale Apuania di Marina di Carrara per conto della Società Linee Marittime dell'Adriatico di Roma. L'apparato di propulsione sarà costituito da 2 motori FIAT tipo B 3016 SS da 4.000 Cv ciascuno a 500 giri/min azionanti le eliche a pale orientabili a mezzo di riduttori.
- una terza nave traghetto-merci — eguale alle precedenti attualmente in costruzione presso il Cantiere Orlando di Livorno — per la Società Traghetto del Mediterraneo di Genova, sarà azionata da un apparato motore da 8.000 Cv costituito da 2 motori CRDA-FIAT tipo B 3016 SS a 500 giri/min accoppiati, a mezzo di riduttori, alle eliche del tipo a pale orientabili.

Motori FIAT per stazioni di pompaggio oleodotti. - È entrato recentemente in funzione l'oleodotto che congiunge Dar Es Salaam in Tanzania a N'Dola in Zambia.

Tale oleodotto — che è stato realizzato dalla SNAM PROGETTI — è il più lungo oleodotto dell'Africa (circa 1.700 Km) ed ha una portata annua di 450.000 t di combustibile.

Le stazioni di pompaggio dell'oleodotto sono tutte dotate di gruppi motopompe (complessivamente 13 gruppi) azionati da motori diesel FIAT tipo LA 238 S, ciascuno da 450 Cv a 600 giri/min.

È previsto che nel prossimo futuro vengano installate altre stazioni di pompaggio in modo da aumentare la capacità annua dell'oleodotto a 650.000 t.

Gruppi elettrogeni FIAT per cementificio in Cameroun. - Nel cementificio di Figuel-Cameroun, attualmente in corso di costruzione da parte della Società Italfana Impianti di Genova, verranno installati quattro gruppi elettrogeni da 400 kW cad. azionati da motori FIAT tipo LB 236 ESS. Questi gruppi saranno destinati a produrre in servizio continuativo l'energia occorrente per l'alimentazione del macchinario del cementificio stesso.



CENTRO STORICO FIAT

Pubblicazione trimestrale - Direttore Responsabile: Dott. Ing. GIOVANNI GORIA

Registrato al Tribunale di Casale Monferrato in data 16 Marzo 1955 con il N. 49

Motore FIAT 908 S con impianto di automazione
FIAT SEPA 6803. Quattro apparati di questo
tipo verranno installati su Cargo Liners veloci
della Shipping Management S.A.M. di Montecarlo,
in costruzione presso i Cantieri Howaldtswerke
D.W. A.G. di Amburgo

