

COMITATO NAZIONALE PER L'ENERGIA NUCLEARE
Laboratori Nazionali di Frascati

LNF-76/24(R)
5 Aprile 1976

A. Catitti, G. Sacerdoti e L. L. Soglia: STUDI SULLE
SOSPENSIONI PER ULTRACENTRIFUGHE PRESSO I
LABORATORI NAZIONALI DI FRASCATI. -

A. Catitti, G. Sacerdoti e L. Soglia: STUDI SULLE SOSPENSIONI PER ULTRACENTRIFUGHE PRESSO I LABORATORI NAZIONALI DI FRASCATI. -

INTRODUZIONE. -

Presso il Gruppo Magneti dei Laboratori Nazionali di Frascati sono iniziati nel 1971 studi per la realizzazione di una sospensione magnetica per ultracentrifughe. Lo scopo di questi studi è di realizzare una sospensione per un corpo rotante ad una velocità di 60.000 giri/min, del peso di 3-4 Kg e con assorbimento di potenza non superiore a 100 W.

Questo lavoro è stato affidato al Gruppo Magneti dal Programma Arricchimento Uranio, che in precedenza aveva commissionato lo studio dei rotori per ultracentrifughe e relative sospensioni anche alla Nuovo Pignone di Firenze.

I primi rotori approntati dalla Nuovo Pignone erano sospesi mediante un perno inferiore tipo Zippe ed un centraggio magnetico superiore, ottenuto mediante un grosso elettromagnete.

Il sistema di sospensione adottato presentava, a nostro avviso, alcuni inconvenienti, quali il consumo del perno inferiore ed un notevole assorbimento di potenza da parte dell'elettromagnete.

Alla luce di queste considerazioni, abbiamo indirizzato i nostri studi verso una soluzione che utilizzasse dei centraggi costituiti da magneti permanenti e da un sistema di stabilizzazione assiale.

Infatti, usando magneti permanenti come generatori di flusso opportunamente localizzato, si ha una azione di centraggio radiale migliore rispetto agli elettromagneti, inoltre a differenza di questi ultimi, prescindono da qualsiasi problema di alimentazione e raffreddamento.

Per contro l'elettromagnete presenta il vantaggio di risentire in minor misura di eventuali variazioni del traferro esistente tra l'elettromagnete e l'ancora di chiusura del circuito magnetico.

2.

1. - CENTRAGGI MAGNETICI. -

I primi centraggi magnetici da noi realizzati erano costituiti essenzialmente da una parte fissa, formata da una corona circolare esterna in ferro e da un polo centrale di materiale magnetico (Fig. 1). Come materiale magnetico abbiamo usato il Sinterox III che è un ossido di ferro del Centro Magneti Permanenti dalle eccellenti caratteristiche magnetiche (v. Fig. 2). La scelta è caduta su questo materiale che, pur non rappresentando il meglio della produzione attuale ha il pregio di avere un costo inferiore di un fattore mille rispetto ai migliori materiali (al cobalto samario) esistenti sul mercato (Gecor, Recoma, ecc.).

Il centraggio magnetico agiva su di un'ancora in ferro sagomata in modo di avere una bassa riluttanza e quindi una buona chiusura del circuito magnetico.

Le dimensioni dei centraggi sono state calcolate in base alla velocità del rotore e al peso dello stesso.

Dopo aver effettuato varie prove con i suddetti centraggi, si è sentita la necessità di migliorarli. A questo scopo è stato costruito uno strumento di misura che permettesse una rapida valutazione della funzionalità delle varie geometrie adottabili per la realizzazione del centraggio magnetico (v. nota interna LNF-74/37(R)).

Dai dati ottenuti da questo apparecchio si è rilevato che si otteneva un incremento delle forze di centraggio quando il materiale magnetico era direttamente affacciato sull'ancora, pertanto il centraggio è stato modificato come in Fig. 3, nella quale si può vedere che il mantello esterno in ferro termina nella sua parte inferiore con una corona circolare di materiale magnetico.

Successivamente questa modifica è stata adottata anche per il polo centrale del centraggio (v. Fig. 4).

In Fig. 4a) sono riportate le curve $F_{ass.}(S)$ caratteristiche del centraggio adottato, rilevate con lo strumento sopra citato, mentre nella relativa nota interna, sono riportate anche curve ottenute con centraggi aventi polo centrale formato da magneti al cobalto samario.

2. - STABILIZZAZIONE ASSIALE. -

Con magneti permanenti o con bobine eccitate a corrente costante non si può realizzare una sospensione stabile di un corpo non diamagnetico, in quanto l'equilibrio si ha soltanto per una sola posizione reciproca dei componenti del sistema, che è pertanto da considerarsi instabile⁽³⁾.

Per assicurare la stabilità assiale, sono stati studiati o provati vari sistemi (v. nota interna LNF-71/24 del 24/5/71): di questi il più valido

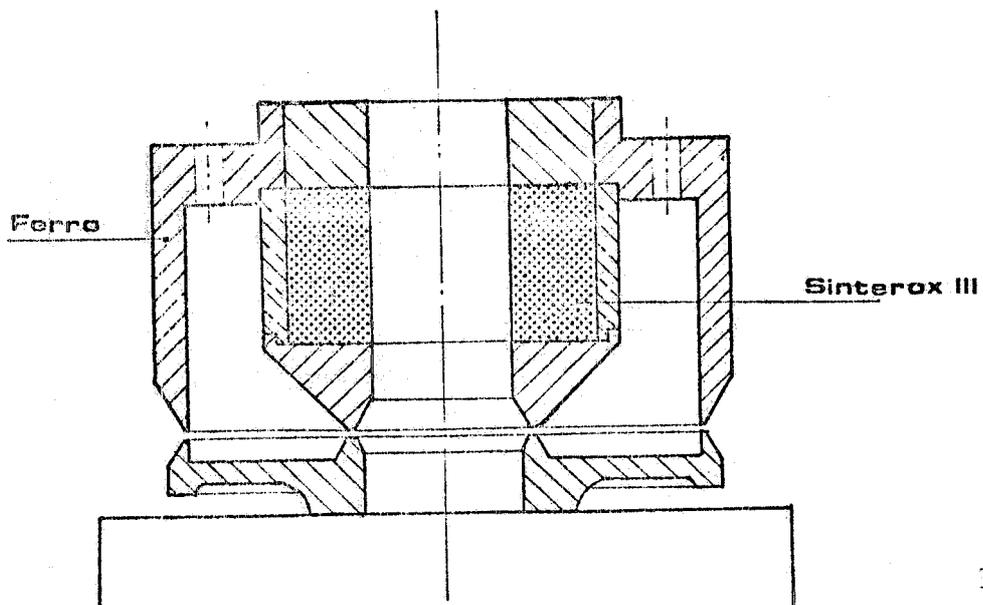


FIG. 1

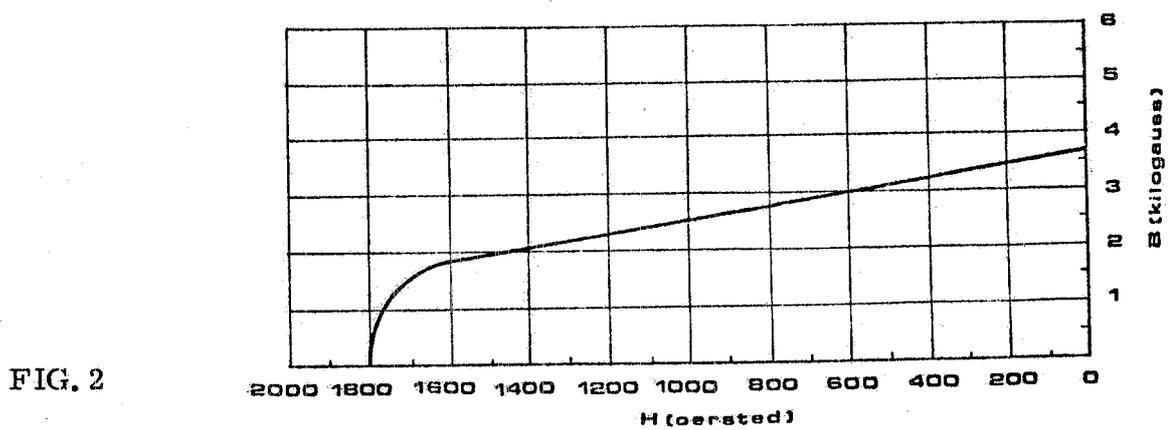


FIG. 2

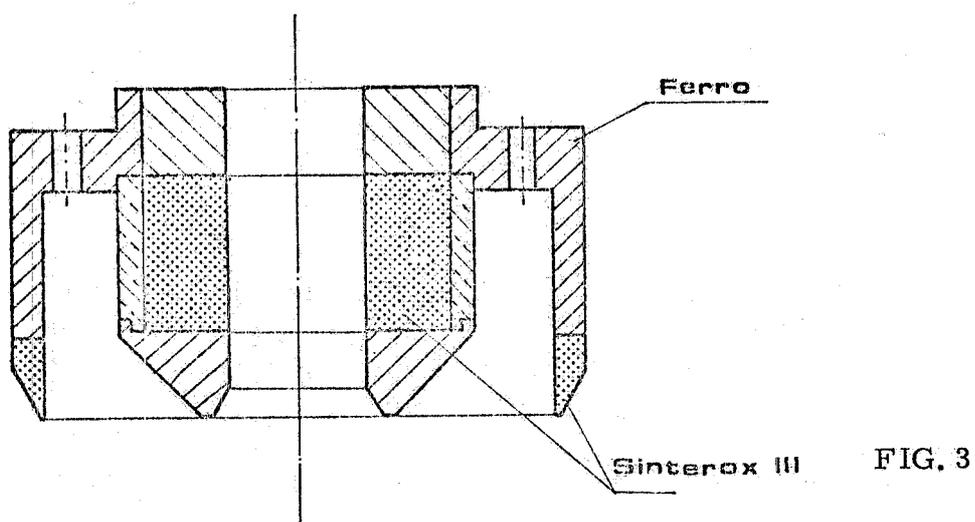


FIG. 3

4.

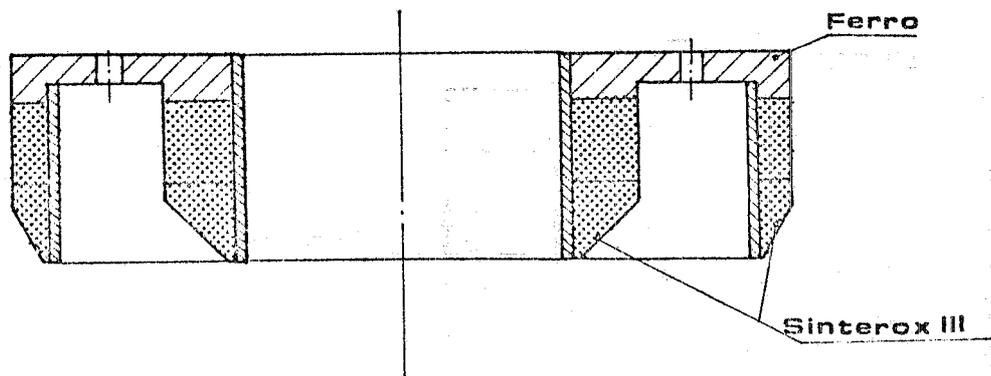


FIG. 4

si è dimostrato quello di scaricare una piccola parte del peso del rotore su di un cuscinetto d'appoggio (v. Fig. 5). Per non ricadere nell'inconveniente del sistema a perno tipo Zippe, dove l'usura del perno stesso è dovuta al fatto che esso deve sopportare circa il 30% del peso del rotore per motivi di stabilità, abbiamo imposto la condizione che sul cuscinetto d'appoggio non debba gravare più di qualche % del peso del rotore.

Il cuscinetto è stato realizzato come da Fig. 6 utilizzando, come parti in contatto, una sfera di carburo di tungsteno ed una placchetta di carburo di boro. La lubrificazione, a bagno d'olio, è stata resa più efficace da una piccola circolazione di quest'ultimo, che è stata ottenuta sagomando opportunamente il contenitore dell'olio stesso.

Per misurare il carico gravante sul cuscinetto, è stato utilizzato un trasduttore di pressione a quarzo. Per effettuare la misura il quarzo veniva posto a contatto con la parte inferiore della placchetta di carburo di boro, mediante un sistema pneumatico (Fig. 6). Come trasduttore di pressione è stato usato il tipo 9203 della Kistler che, per carichi fino a 50 Kg, ha una risoluzione di 0,1 gr.

Durante le prove di rotazione effettuate utilizzando questo cuscinetto d'appoggio, si è riscontrato che, malgrado il carico da sopportare fosse inferiore ai 20 gr, e malgrado si siano usati per le parti costituenti il cuscinetto stesso materiali di elevatissime caratteristiche meccaniche, nella zona di contatto si verificava una certa usura. Quest'ultima, pur essendo di lieve entità, introduceva una perturbazione nel moto di rotazione della girante, rappresentando, inoltre, una limitazione alla durata della sospensione.

Per ovviare a questo inconveniente, abbiamo indirizzato le nostre ricerche verso un cuscinetto che non avesse parti metalliche in contatto. La soluzione di questo problema è venuta studiando un cuscinetto a sostentamento idraulico di tipo idrodinamico. Quest'ultimo rappresentava, a nostro avviso, la soluzione definitiva del problema, ma essendo la realizzazione di un tale cuscinetto praticamente impossibile per noi, dati i mezzi a

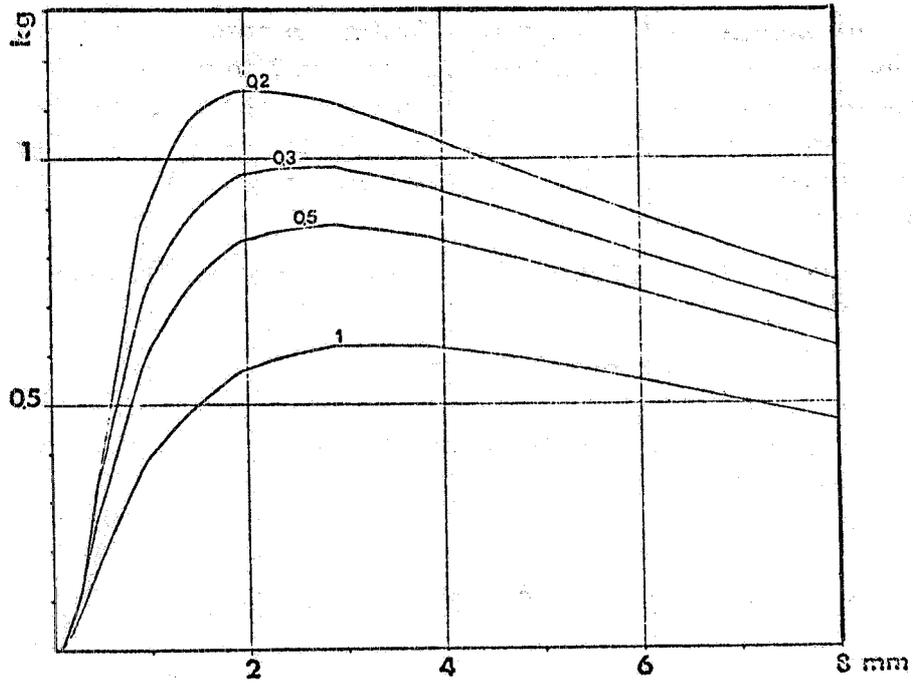


FIG. 4A

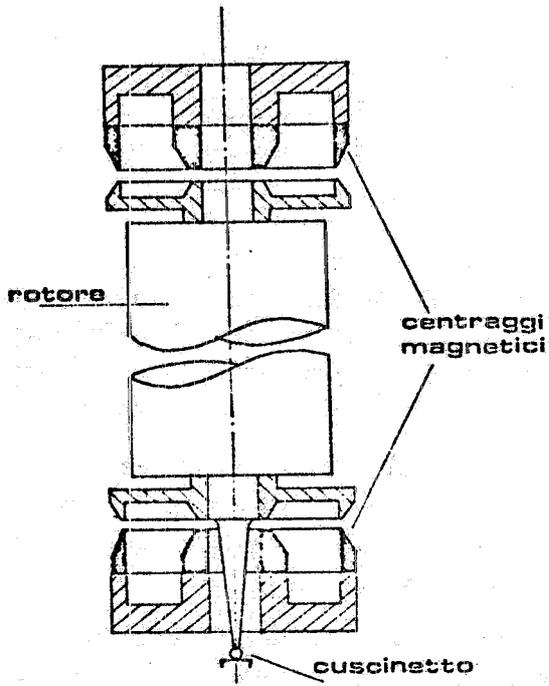


FIG. 5

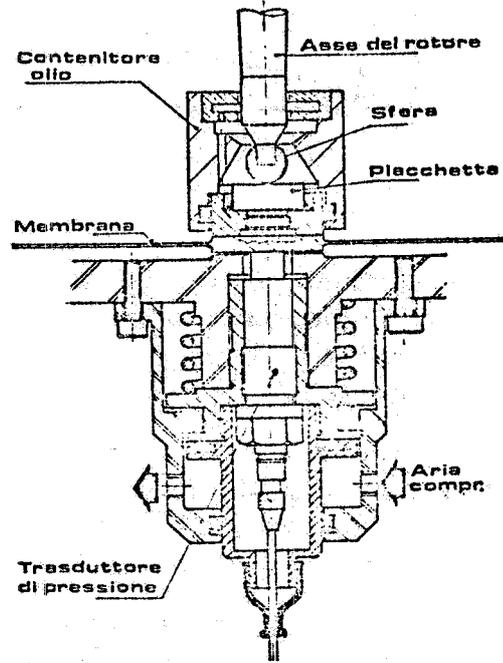


FIG. 6

6.

disposizione, ne abbiamo studiato uno a sostentamento idrostatico. Quest'ultimo, funzionante con olio in pressione, presenta l'inconveniente, rispetto al primo, sia di dipendere da una centralina idraulica con connesso impianto di alimentazione e di recupero dell'olio, che di essere, per sua costituzione, di dimensioni notevolmente maggiori con conseguente maggior assorbimento di potenza.

Il principio di funzionamento di questo cuscinetto è schematizzato in Fig. 7(1,2), dove :

F = carico che sopporta il cuscinetto

H = altezza del meato

R = rigidezza del cuscinetto (proprietà di opporsi ad eventuali momenti ribaltanti)

Q = portata

C = camere di pressione

S = strozzature poste sull'alimentazione di ogni singola camera.

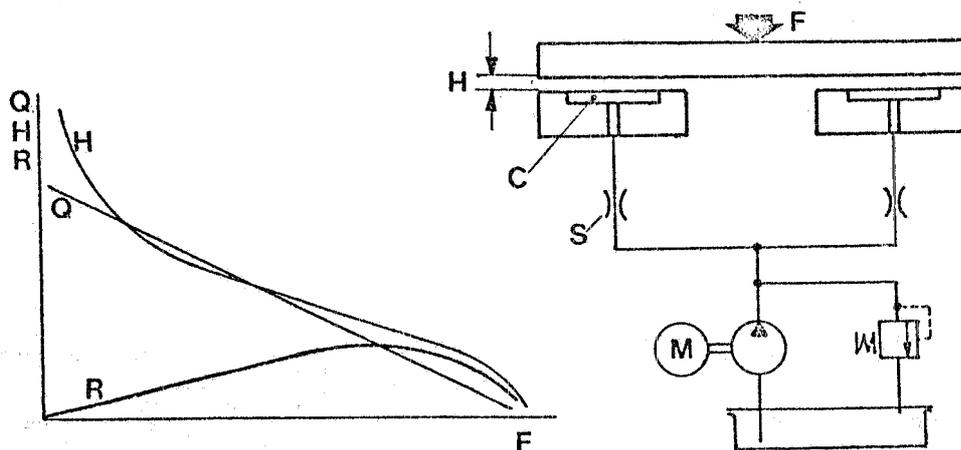


FIG. 7

Affinché un cuscinetto abbia una rigidezza sufficiente ad assicurare un buon funzionamento deve essere munito di più camere tra le quali possa verificarsi una differenza di pressione, e ciò si ha quando le camere non sono in comunicazione diretta fra loro, tramite il condotto di alimentazione.

Occorrerebbe pertanto alimentare ciascuna camera con una pompa indipendente, cosa che si può evitare applicando delle impedenze, sotto forma di strozzature, ai condotti di alimentazione di ogni singola camera, in modo da impedire che si formi un equilibrio di pressione.

La condizione ideale di funzionamento di un cuscinetto idrostatico è quella schematizzata nella Fig. 8, dove le camere di pressione sono alimentate attraverso impedenze variabili. In questo modo si ottiene una altezza di meato H praticamente costante, e quindi una rigidezza infinitamente grande.

Il cuscinetto è stato realizzato praticamente secondo il disegno

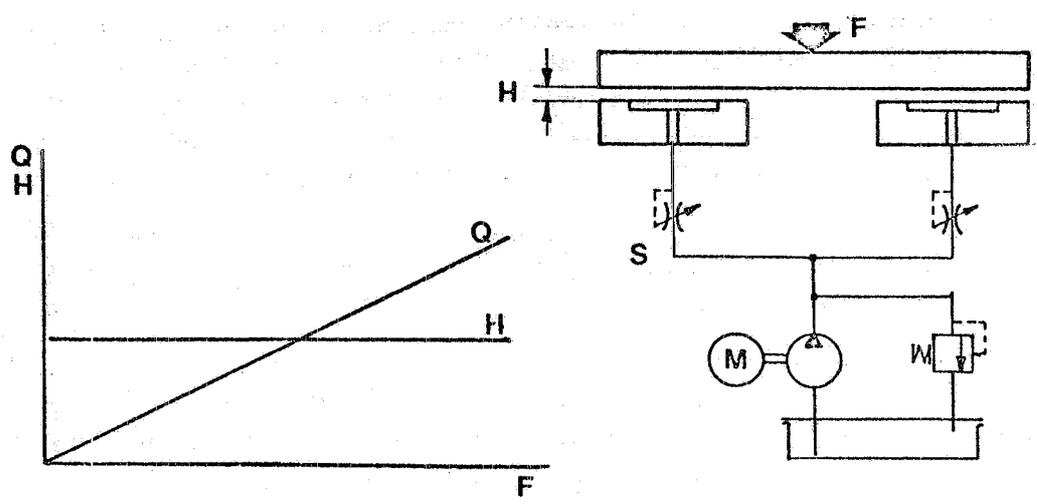


FIG. 8

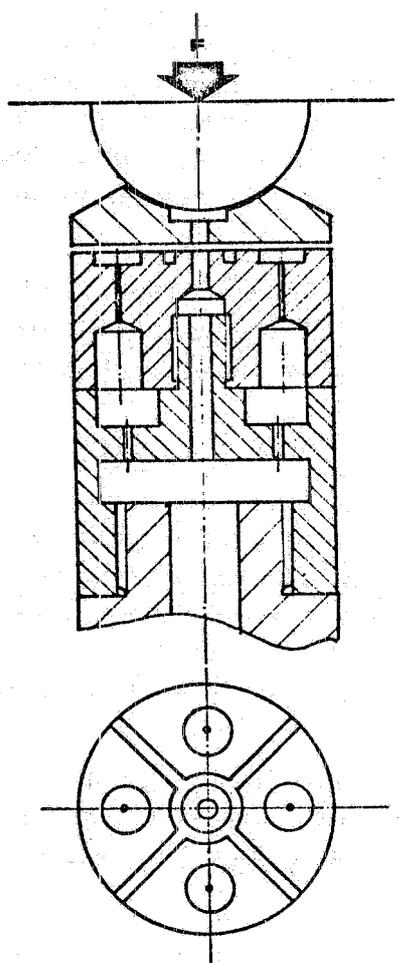


FIG. 9

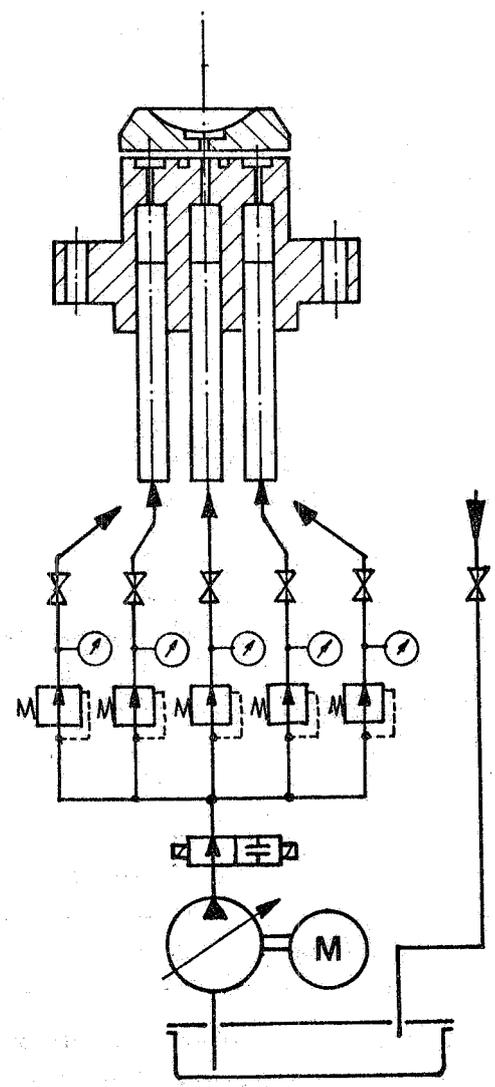


FIG. 10

8.

della Fig. 9. Le camere di pressione sono 4, circolari, del \varnothing di 4 mm, e sono alimentate da fori capillari che hanno la funzione di strozzature. Il carico è applicato al cuscinetto attraverso uno snodo sferico, anch'esso a sostentamento idrostatico, alimentato tramite un foro ricavato al centro del cuscinetto. La pressione di alimentazione è di $5 \div 8$ atm.

Un tipo di cuscinetto con alimentazione ad impedenze variabili (Fig. 10) è stato progettato, e sarà realizzato non appena si potrà avere a disposizione la centralina a 5 uscite indipendenti schematizzata nella figura di cui sopra.

La validità della soluzione adottata per il cuscinetto di sostentamento, è stata confermata sia dalle prove effettuate, sia successivamente dal fatto che anche alla Nuovo Pignone, dopo vari anni di prove con rotori sostenuti da un perno tipo Zippe, è stato adottato, un sostentamento idrodinamico usando un cuscinetto appositamente costruito dalla SKF.

3. - SMORZAMENTO DELLE VIBRAZIONI. -

Nelle prove di rotazione effettuate con varie giranti, abbiamo riscontrato la necessità di smorzare le vibrazioni che si innescano per cause varie. Queste vibrazioni, che si espletano in movimenti di oscillazione delle estremità della girante, con ampiezza e frequenza differenti, possono, se di notevole entità, arrivare ad annullare l'azione di centraggio esplicata dai magneti permanenti sull'ancora in ferro solidale con l'estremità della girante.

Sono stati quindi studiati due distinti dispositivi che possono permettere, alla parte fissa del centraggio magnetico, di inseguire elasticamente la sua ancora, e quindi la girante nelle sue oscillazioni, cercando però, per quanto possibile, di contrastarle e di smorzarle.

Il dispositivo di smorzamento superiore (v. Fig. 11 e 11b)) è costituito da una flangia porta-centraggio che può muoversi, su di un piano orizzontale, in tutte le direzioni. Questo movimento, che attuato praticamente senza attrito in quanto la flangia è poggiata su tre steli d'acciaio a doppia punta, è contrastato da una serie di molle tarabili e smorzato da tre ammortizzatori a bagno d'olio, nonché da elementi flessibili in polivinile. Le oscillazioni proprie di questo dispositivo hanno una frequenza di $10 \div 20$ Hz e si smorzano in circa 3 oscillazioni.

Il dispositivo di smorzamento inferiore, è costituito (v. Fig. 12) da una seconda flangia porta-centraggio, che può oscillare in senso orizzontale, essendo sospesa a quattro fili d'acciaio. Questi fili, posti in tensione, si comportano anche come molle di richiamo.

Lo smorzamento di queste oscillazioni è ottenuto mediante un ammortizzatore a bagno d'olio coassiale con la girante, mentre la taratura della frequenza propria di oscillazione del dispositivo, si ha variando la tensione dei fili di sospensione.

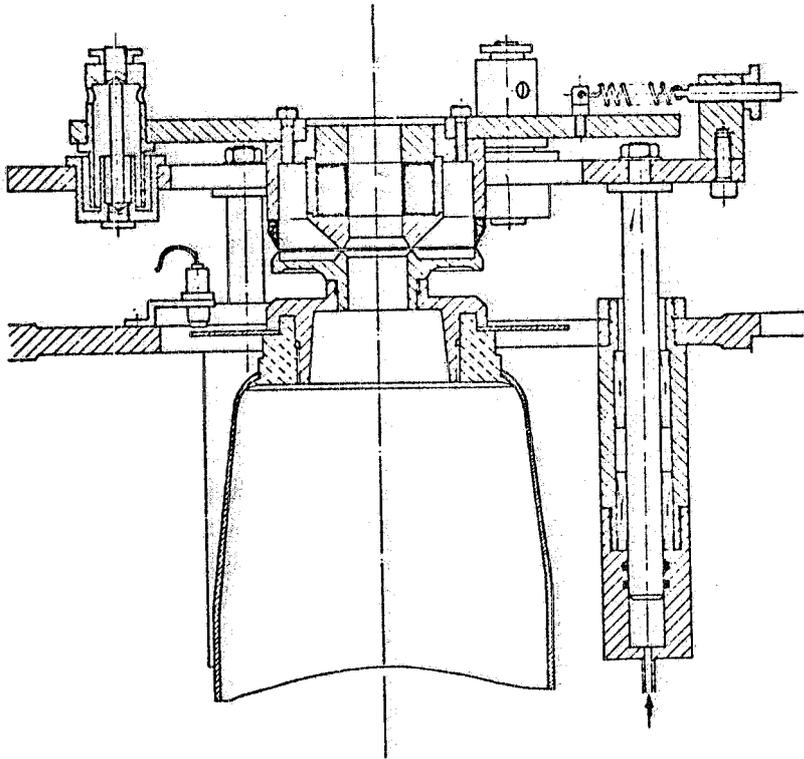


FIG. 11

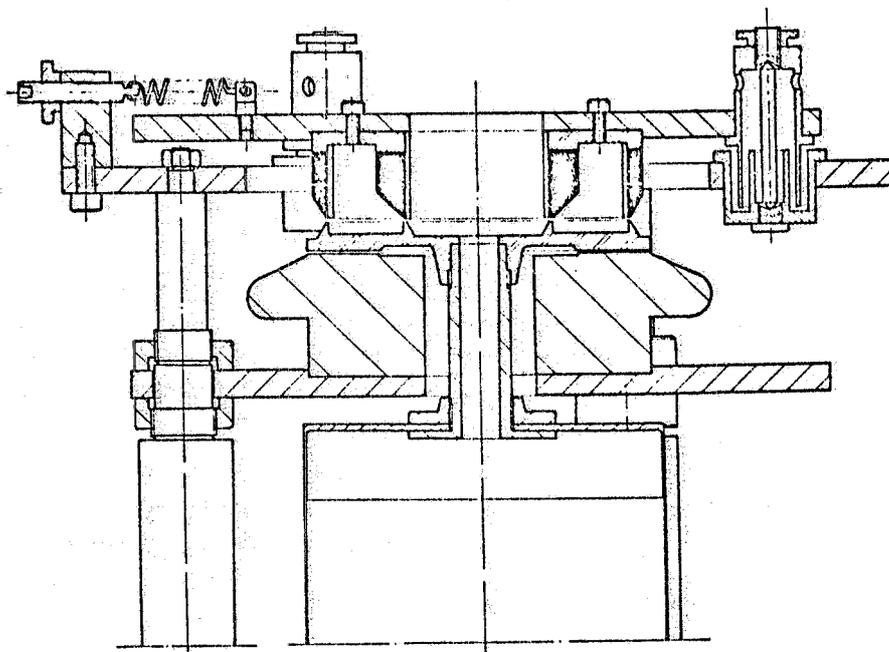


FIG. 11b)

10.

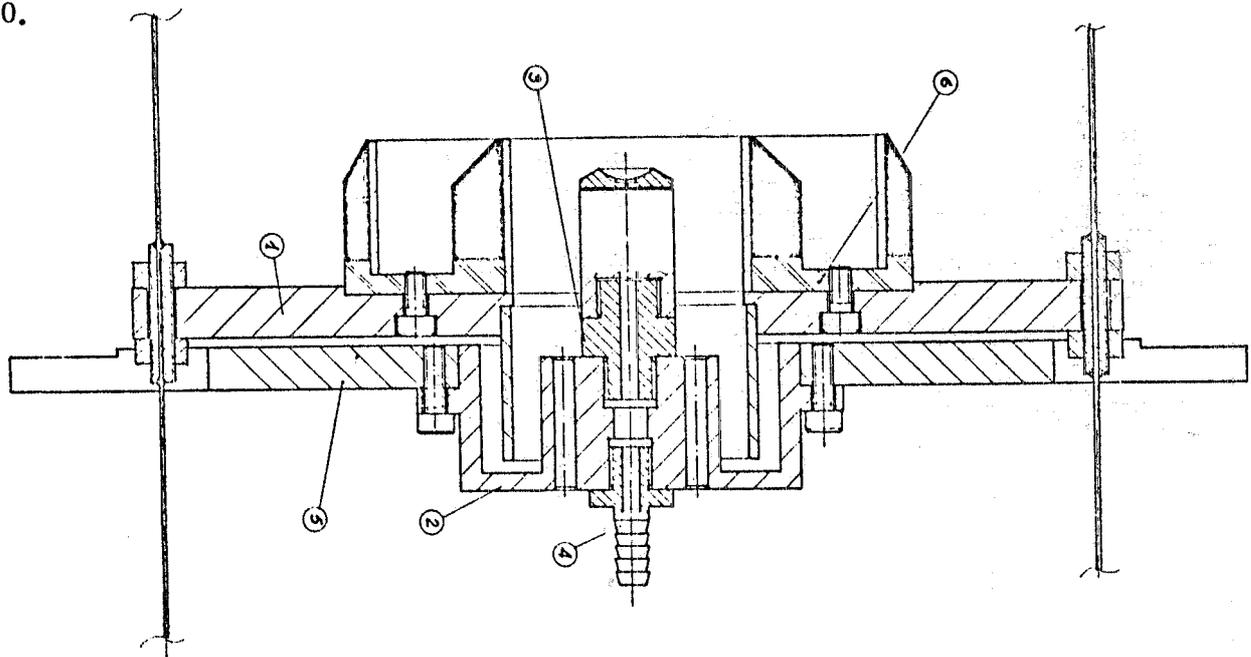


FIG. 12

4. - MOTORE DI TRASCINAMENTO. -

Le giranti da noi provate sono state poste in rotazione utilizzando motori radiali; alcuni costruiti da noi, altri forniti dall'Asgen di Genova. Per alimentare i suddetti motori è stato adottato un convertitore di frequenza della Elettro Rava di Torino aventi le seguenti caratteristiche: potenza 3HP, tensione 380-220 V, frequenza di utilizzo da 200 a 1000 Hz e tensione in uscita da 20 a 200 Volt.

Nelle prime prove da noi effettuate il motore di trascinamento, fisso rispetto ai dispositivi di smorzamento agiva, attraverso un traferro di $1 \div 1,5$ mm su di un disco di alluminio per non alterare il valore del carico sopportato dal cuscinetto, in quanto l'alluminio, per determinati spessori e frequenze, è attraversato dalle linee di forza del campo elettromagnetico. Per aumentare il rendimento del motore e quindi diminuire le perdite a parità di potenza, si è reso necessario chiudere il circuito elettromagnetico mediante un disco di ferro lamellare. Con l'adozione di un cuscinetto oleodinamico il peso gravante sull'appoggio inferiore non era più critico quindi abbiamo potuto sostituire il disco motore di alluminio con un disco in ferro ottenendo così un duplice vantaggio: primo una diminuzione ulteriore delle perdite, secondo una riduzione dell'altezza totale del complesso rotante avendo incorporato in un unico pezzo sia l'ancora di centraggio che il disco motore.

5. - VIBRAZIONI. -

Per quanto riguarda le vibrazioni, è in corso un'indagine teorica (vedi lavoro, in corso di stesura, di P. Allievi e G. Sacerdoti) sul comportamento dinamico del rotore. A questo riguardo, sono stati presi in esame diversi modi di vibrazione, e precisamente:

- a) la struttura del rotore vibra allungandosi ed accorciandosi assialmente (vibrazioni a "botte");
- b) la struttura del rotore vibra flettendosi secondo un arco (vibrazioni a flessione);
- c) la prolunga dell'ancora superiore, solidale con il rotore, vibra flettendo il suo asse rispetto a quello del rotore.

Oltre a queste vibrazioni, che diventano particolarmente pericolose quando le frequenze di vibrazione coincidono con quelle di rotazione (o sono multiple o sottomultiple), vi sono vibrazioni causate dallo spostamento dell'asse di rotazione dovuto alla disuniformità dello spessore della lamiera d'acciaio con cui è costruito il rotore, dalla disuniformità azimutale delle ancore, ma soprattutto dal perno di sostentamento dell'ancora che pur essendo lungo soltanto qualche centimetro, alle alte velocità tende a flettersi con grave danno per l'equilibrio del sistema. Lo spostamento dell'asse di rotazione in prima approssimazione varia secondo la formula $\delta = \delta_0 + \delta_1 \omega^2 + \delta_2 \omega^4$ dove $\delta_0, \delta_1, \delta_2$ dipendono da difetti e dissimmetrie nella costruzione. Presumibilmente δ_1 dipende fortemente da dissimmetrie sul perno. C'è da notare che le frequenze di vibrazione a flessione rilevate durante le rotazioni non sono molto differenti da quelle rilevabili da misure sul rotore in condizioni statiche.

5. - PROVE EFFETTUATE. -

Abbiamo effettuato numerose prove con vari tipi di giranti: simulacri di rotor in acciaio, rotor in fibra di vetro e di carbonio della SNIA Viscosa, rotore tubolare in acciaio speciale "Creusot".

Dalle prove più significative riportiamo una breve descrizione ed i relativi dati:

a) Simulacro in acciaio pieno ϕ 30 mm, lunghezza 500 mm con doppio centraggio magnetico del primo tipo, disco motore in alluminio ed appoggio inferiore con sfera di carburo di tungsteno. Distanza tra il punto d'appoggio della sfera ed il centraggio magnetico inferiore = 80 mm. Questa girante ha raggiunto una velocità max di rotazione di 30.000 giri/min prima di sganciarsi violentemente dalla sospensione (v. Fig. 13).

b) Simulacro come il precedente ma con distanza tra il centraggio inferiore ed il punto d'appoggio della sfera ridotto di 20 mm. Velocità max raggiunta 35.000 giri/min. E' stata effettuata in questo caso la misura della frequenza della vibrazione a flessione su rotore non in rotazione: questa è risultata molto vicina alla frequenza corrispondente a 35.000 giri/min.

c) Simulacro realizzato con un tubo d'acciaio ϕ esterno 50 mm, spessore 5 mm e lunghezza 450 mm. Questa girante è stata costruita per studiare il comportamento di un rotore con geometria più simile a quella reale che non un simulacro pieno. Inoltre la distanza tra centraggio inferiore e sfera di appoggio è stata praticamente annullata; velocità max raggiunta 32.000 giri/min.

d) Con la stessa girante abbiamo eseguito una serie di interessanti prove sull'efficienza dei centraggi magnetici e degli smorzatori, squilibrando appositamente la girante stessa mediante l'applicazione, in un punto qualsiasi del rotore, di una massa d'acciaio di 10 gr circa. Velocità massima raggiunta 30.000 giri/min.

e) Simulacro in acciaio pieno, dimensioni come alla voce b), con sostituzione della sfera d'appoggio con cuscinetto idrostatico; velocità max raggiunta 32.000 giri/min.

f) Rotore in fibra di vetro della SNIA Viscosa, ϕ esterno 150 mm lunghezza 1040 mm (v. Fig. 14). Con questo rotore abbiamo raggiunto una velocità max di 15.000 giri/min, velocità critica che questo tipo di rotore non è riuscito a superare. Durante le prove si è riscontrato che il rotore, a causa della sua notevole elasticità, si deformava sotto l'azione della forza centrifuga, aumentando il suo diametro e accorciandosi di conseguenza; ciò comportava una alterazione del valore del traferro esistente tra il centraggio magnetico e l'ancora in ferro, derivandone una notevole diminuzione delle forze di centraggio. Per questo motivo abbiamo dovuto introdurre un sistema che permettesse al centraggio e all'ancora di mantenere inalterato il proprio traferro, sistema che è stato realizzato dotando il centraggio magnetico di un movimento verticale ottenuto idraulicamente. L'entità degli spostamenti viene misurata tramite un trasduttore di posizione (v. Fig. 11).

g) Rotore in fibra di carbonio, simile come dimensioni al rotore in fibra di vetro. Questo rotore si è comportato, per quanto riguarda le instabilità e le deformazioni, in modo pressoché analogo al precedente, anche se, data la sua maggiore rigidità, le deformazioni si sono rivelate, in valore assoluto, più contenute. Dal grafico riportato in Fig. 15, che riassume il comportamento del rotore, si notano i due massimi che corrispondono alle velocità critiche; nel tentativo di superare la seconda, a circa 16.000 giri/min il rotore è esploso.

h) Rotore in acciaio speciale della Creusot-Loire, diametro esterno 146 mm, spessore 0,4 mm, lunghezza 600 mm. I risultati ottenuti dalle prove effettuate con questo rotore hanno dimostrato che le maggiori instabilità rilevate durante la rotazione, erano dovute sia alle frequenze di oscillazione dello smorzatore superiore, sia, alla presenza di una prolunga che porta l'ancora superiore (v. Fig. 11b)). Sono state apportate quindi modifiche allo smorzatore, e si è accorciata il più possibile, compatibilmente con le dimensioni del motore, la prolunga suddetta. Successive prove (v. Fig. 16) hanno dimostrato che i più sostanziali miglioramenti nei risultati erano dovuti

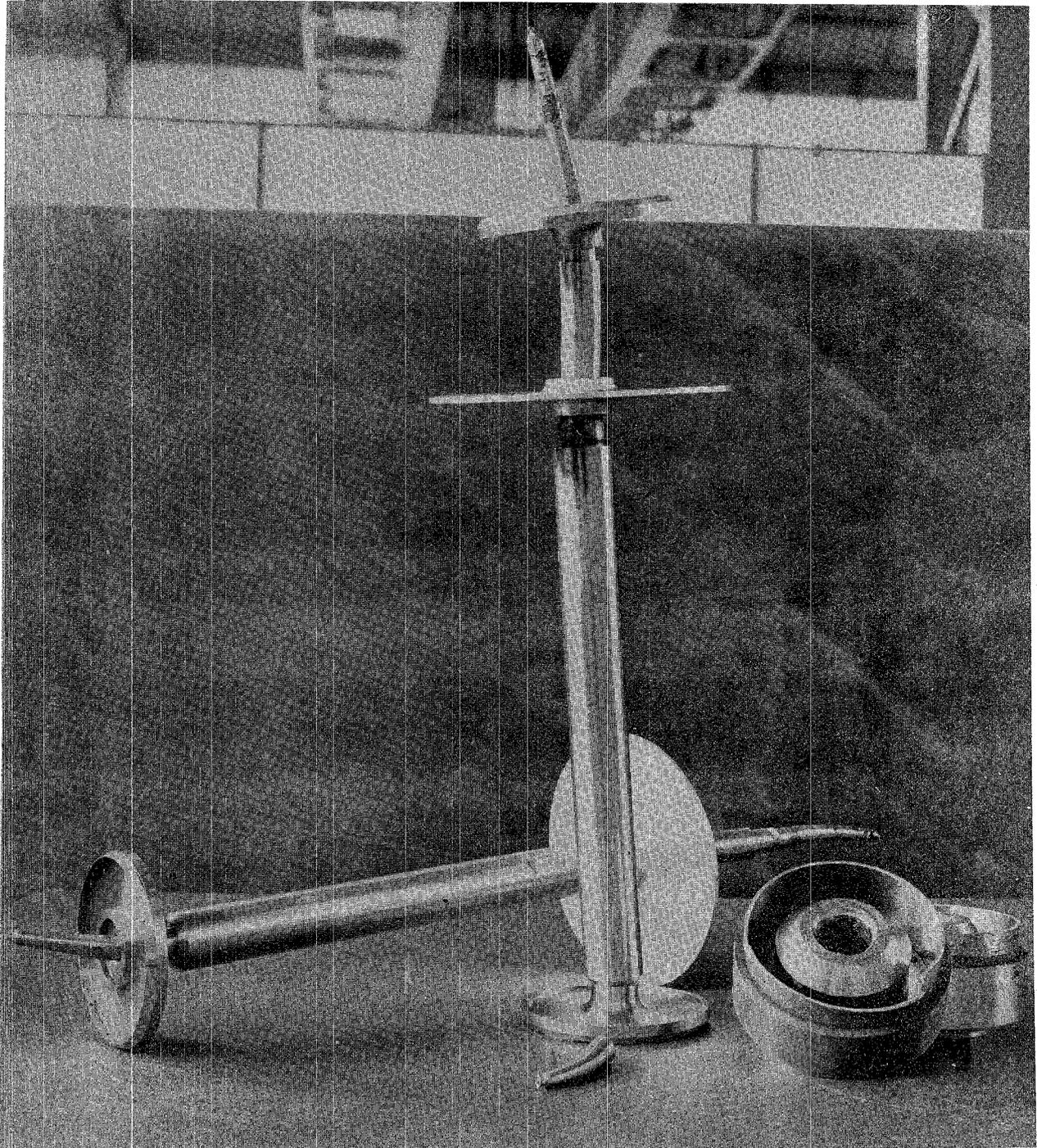


FIG. 13 - Simulacro di girante in acciaio dopo collasso a 30.000 giri/min.

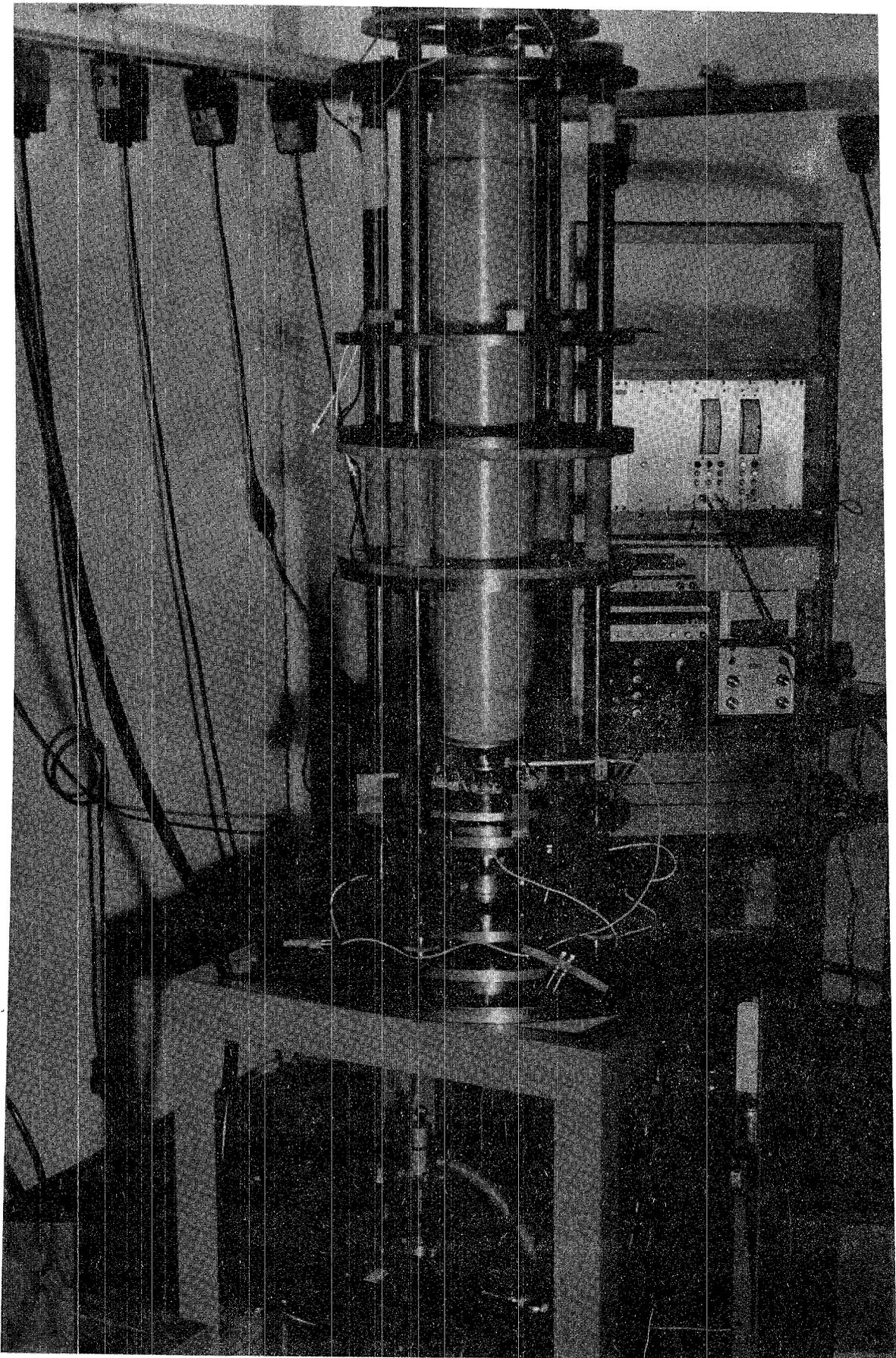


FIG. 14

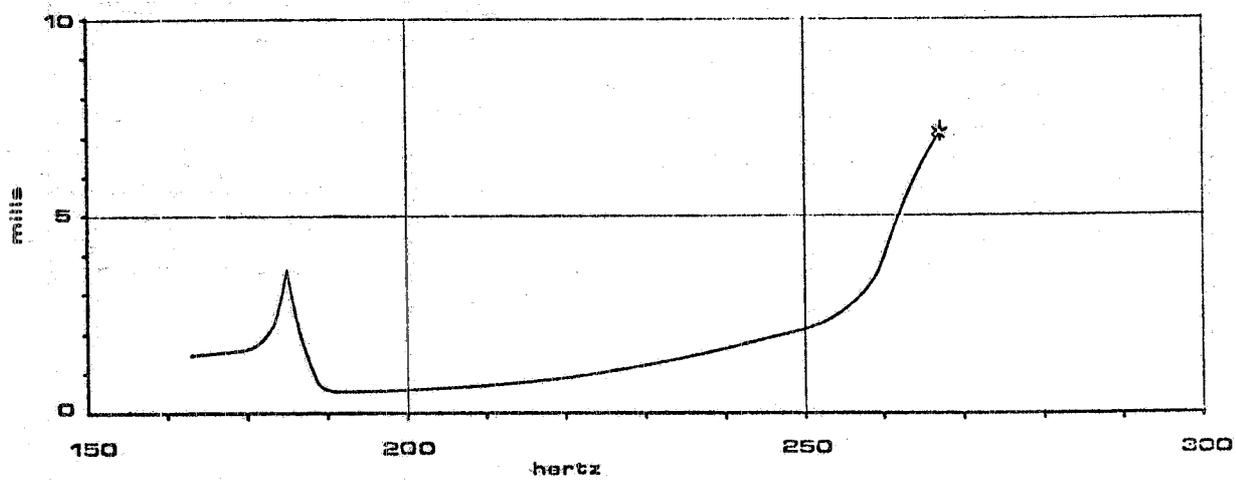


FIG. 15 - Comportamento del rotore in fibra di carbonio.

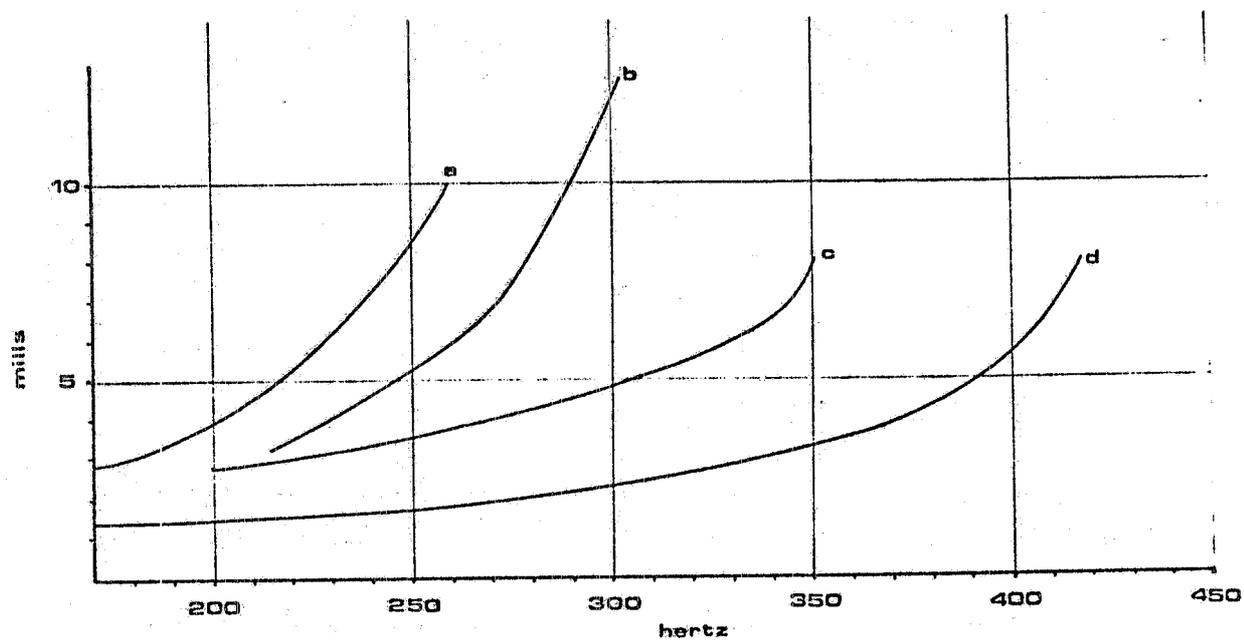


FIG. 16 - Comportamento del rotore in acciaio: a) con smorzatore normale e ancora con prolunga; b) con smorzatore modificato; c) con ancora alleggerita; d) con prolunga dell'ancora accorciata del 30%.

14.

a quest'ultima modifica. Riteniamo quindi che la soluzione ottimale sia quella di montare l'ancora di centraggio direttamente sul fondello del rotore, eliminando completamente la prolunga. Questa soluzione implica la riprogettazione sia del centraggio magnetico che del motore elettrico, in quanto questo ultimo (v. Fig. 17) va posto all'interno del centraggio stesso, in modo da non essere concatenato tra l'ancora ed il rotore. Dato il notevole tempo che implica l'adozione di questa soluzione, dovendo riprogettare e costruire di nuovo sia il motore che la sospensione, per poter effettuare ulteriori prove ripiegheremo su di una soluzione con un motore costruito da noi, e posto esternamente all'ancora, che, anche se non ottimale, ci permetterà di constatare l'essenzialità dell'adozione di questa nuova geometria.

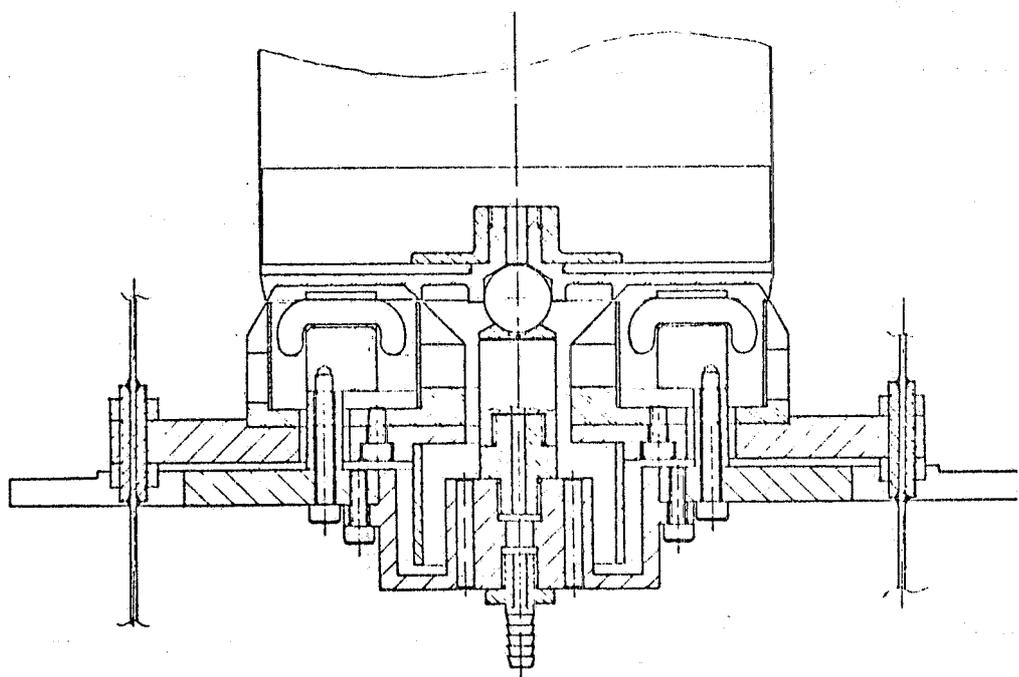


FIG. 17

6. - BANCO DI PROVA E DIAGNOSTICA. -

Per le prove di rotazione, che sono state effettuate sotto vuoto, sono stati allestiti due banchi di prova indipendenti, costituiti ognuno da, (v. Fig. 18):

- un traliccio (a) sul quale sono montati tutti gli elementi della sospensione nonché le sonde di rilevamento per la strumentazione elettronica, e che poggia, tramite viti calanti, su di una flangia (b);
- una campana blindata (c), che racchiudendo il traliccio e facendo chiusura sulla flangia di cui sopra permette di ottenere, oltre che l'ambiente sotto vuoto, una sufficiente protezione contro eventuali esplosioni di rotori;

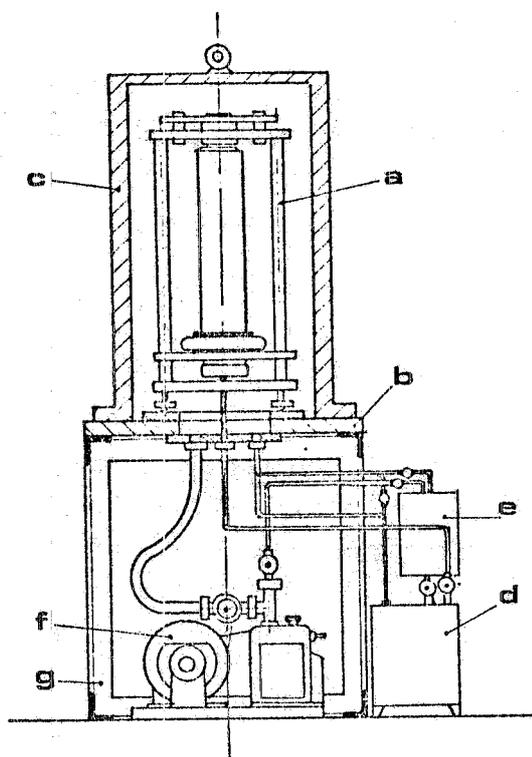


FIG. 18

- una centralina odeodinamica (d) per l'alimentazione del cuscinetto idrostatico, con impianto di recupero sotto vuoto (e);
- un impianto da vuoto (f), comprendente una pompa rotativa e relative valvole, e con possibilità di inserimento di una pompa di diffusione;
- un basamento (g) ancorato al suolo, che sopporta il tutto, compresi accessori e comandi vari.

I banchi di prova sono stati corredati di una strumentazione che permette di rilevare i dati indispensabili all'analisi del comportamento dei rotori durante le prove di rotazione. In particolare, è possibile rilevare:

- la velocità di rotazione, sia mediante uno stroboscopio tachimetrico con sonda fotoelettrica, che con un frequenzimetro;
- l'entità e la frequenza delle vibrazioni, mediante alcuni probe posti in corrispondenza delle due estremità del rotore. Il segnale fornito da queste sonde viene inviato sia ad uno strumento indicatore, che da la misura del livello medio dell'ampiezza delle vibrazioni, sia ad un oscilloscopio a quattro tracce memorizzabili che da la possibilità di vedere l'andamento dei fenomeni, sia in frequenza che in ampiezza in valore assoluto;
- lo scorrimento tra la frequenza della tensione di alimentazione del motore di trascinamento e la velocità del rotore. Questi dati vengono rilevati da due frequenzimetri opportunamente collegati (il valore dello scorrimento durante le varie prove ha raggiunto un valore di circa 10 Hz);
- la pressione di alimentazione dell'olio per il cuscinetto idrostatico;
- la pressione dell'aria nella campana dove viene effettuato il vuoto.

CONCLUSIONI. -

Il lavoro fatto finora ha permesso di ottenere buoni risultati e tra questi possiamo ricordare che le nostre soluzioni (sia per la sospensione con magneti permanenti sia per il cuscinetto oleodinamico) sono state adatte da altri. Inoltre abbiamo potuto constatare che:

16.

- 1) Il cuscinetto oleodinamico inferiore non presenta usura e non dà luogo a fenomeni di vibrazione apprezzabili.
- 2) Le frequenze di vibrazioni e gli spostamenti dell'asse di rotazione hanno valori sufficientemente contenuti e, ove il calcolo è stato effettuato, molto simili ai valori numerici.
- 3) Il costo di una struttura quale quella provata e realizzata in serie sarebbe modesto.
- 4) La messa a punto del sistema non è critica.

Le soluzioni da adottare per arrivare a velocità di rotazione più elevate sono:

- 1) Eliminare la prolunga superiore montando l'ancora di centraggio direttamente sul fondello del rotore, per far ciò bisogna riprogettare sia il motore di trascinamento che il centraggio magnetico in quanto il motore va inserito nella corona circolare formata dai due denti di centraggio.
- 2) Alleggerire al massimo il complesso formato dal centraggio superiore e dallo smorzatore

Ringraziamo il Laboratorio Ultracentrifughe del CSN Casaccia, nelle persone dell'Ing. A. Pulacci, Ing. F. Iacovoni, Ing. E. Indiano, Sig. Pagni per la valida collaborazione offerta.

BIBLIOGRAFIA. -

- (1) - RIV - La rivista dei cuscinetti 171.
- (2) - J. Thoma, Macchine e componenti idrostatici.
- (3) - M. K. Bevir, The stability of electromagnetic levitation systems for solid bodies, UKAEA Culham Lab. 12/75 (1975).