

## SCOPO

- VALUTARE IN MODO GLOBALE E RAZIONALE LA SITUAZIONE PROCEDURALE ATTUALE PER LINEE D'ALBERI A LIVELLO AZIENDALE (CENTRI DI PROGETTAZIONE E STABILIMENTI)
- VALUTARE LE PROCEDURE TECNICHE DI PROGETTAZIONE, MONTAGGIO E PROVA
- VERIFICARE LA VALIDITÀ, COMPLETEZZA, AGGIORNAMENTO E GRADO DI ATTUAZIONE DEGLI STANDARD AZIENDALI
- VERIFICARE L'UNIFORMITÀ DI APPROCCIO PROGETTUALE FRA TRASPORTI, CROCIERA E MILITARE COMPATIBILMENTE CON LE DIVERSE SOLUZIONI TECNICHE, RISORSE UMANE, TEMPI, COSTI
- VERIFICARE L'UNIFORMITÀ DELLE PROCEDURE OPERATIVE NEGLI STABILIMENTI E IL GRADO DI UTILIZZO DI APPARECCHIATURE CONVENZIONALI / INNOVATIVE
- VALUTARE L'ADEGUATEZZA DELL'ATTENZIONE AZIENDALE SULLE RISORSE UMANE E LORO AGGIORNAMENTO, SULL'OPPORTUNITÀ DI INVESTIRE, SULL'ATTENZIONE A SOLUZIONI INNOVATIVE SU NUOVI PROTOTIPI O NAVI ATTUALMENTE NON COSTRUITE DA F/C, SULLA STANDARDIZZAZIONE
- VERIFICARE I CONTRIBUTI PASSATI, ATTUALI E PREVEDIBILI DA PARTE DI ENTI ESTERNI (REGISTRI, CETENA, ALTRI)
- CONSERVARE MEMORIA STORICA DI SITUAZIONI / AVARIE / RIMEDI

## CONTENUTI A LIVELLO PROGETTUALE

- NORME DI UN REGISTRO (DNU 2005)
- APPROCCIO TECNICO E CONTRIBUTI DI UN REGISTRO (ABS 2004)
- STATO DELL'ARTE DA DOCUMENTAZIONE F/C-MERCANTILE
- CASI AZIENDALI (OPZIONALE)

# A - ALLINEAMENTO DI LINEE D'ALBERI

## NORME DNV - 2005

- SISTEMAZIONE: TALE DA IMPEDIRE CHE SISTEMI DI FORZE ESTERNE O INTERNE (AUTOGENERATE) PROVOCHINO AVARIE ALLE PRESTAZIONI DEL MACCHINARIO E DELLE L.A., ESSENZIALI PER OPERATIVITA' E SICUREZZA.
- PROGETTAZIONE: DEVE TENER CONTO DI
  - DILATAZIONI TERMICHE
  - SISTEMA DI FORZE GENERATO DALL'ALLINEAMENTO
  - REAZIONI DEGLI INGRANAGGI E DEGLI ACCOPPIAMENTI ELASTICI
  - SISTEMA DI FORZE GENERATO DALL'ELICA (IDRODINAMICO!)
  - GHIACCIO
  - ECCENTRICITA' DI SPINTA DELL'ELICA
  - FORZE ORIGINATE DA DEFORMAZIONE DI RESILIENTI



- MOMENTI FLETTENTI SUGLI ALBERI: DA CALCOLARE CON L'ALLINEAMENTO E LE VIBRAZIONI LATERALI (WHIRLING)
- FORMULA EMPIRICA PER FORZA IDRODINAMICA ORIGINATA DALLA SCIA SU PORTAELICA IMMERSO IN FLUSSO DI SCIA:

$$F_{TRASV} = F \left( \phi_{ALBERO}, V_{NAVE}, n_{rpm}, \text{INCLINAZIONE ALBERO RISPETTO A CHIGLIA} \right)$$

- FORMULA EMPIRICA PER  $M_F$  SU ALBERO DOVUTO A ECCENTRICITA' DI SPINTA

$$M_F = M_F \left( \phi_{ELICA}, \text{INCLINAZIONE ALBERO}, M_{TORCENTE}, \frac{1}{\text{PASSO ELICA}} \right)$$



## 1 - ALLINEAMENTO -

- SE PREVISTI RIDUTTORI, CALCOLI SOLO PER ALBERI LENTI FINO AI SUPPORTI RUOTA LENTA
- IDENTIFICAZIONE COMPLETA + DISEGNI DEI COMPONENTI
- GIUSTIFICAZIONE (SCIA) DEI CARICHI SULL'ELICA
- CONDIZIONI OPERATIVE
- CLEARANCES NEI SUPPORTI (GIOCHI PER  $\Delta$  TRA I DIAMETRI)
- OFFSETS
- CARICHI E PRESSIONI
- COEFFICIENTI DI INFLUENZA
- DEFORMATE ELASTICHE
- TENSIONI DA M<sub>F</sub> DOPO ALLINEAMENTO
- SITUAZIONE BOCCOLA POPPIERA PORTAELICA (SLOPE ALBERO E BOCCOLA)
- DATI DI VERIFICA E TOLLERANZE (GAP & SAG, MARTINETTI), CONDIZIONI (FREDDO/CALDO, ELICA IMMERSA, ..)


## 2 - CALCOLI : DEVONO INCLUDERE LE CONDIZIONI

- FREDDO, STATICO
- CALDO, STATICO (PASSO ZERO, VIRATORE, MANOVRA A BASSA POT.)
- CALDO, MCR
- PER IMPIANTI A M.P. MULTIPLI, TUTTE LE COMBINAZIONI

### VALUTARE L'INFLUENZA DI :

- ELICA IMMERSA
- • SISTEMA (M, F) IDRODINAMICO ELICA
- DILATAZIONI TERMICHE
- CARICHI DA RIDUTTORE (M, F) IN MOTO (MCR)
- CLEARANCES E POSIZIONI ANGOLARI NEI SUPPORTI
- CONSUMO BOCCOLE ASTUCCIO (LUBR. ACQUA O GRASSO)
- PUNTO DI REAZIONE BOCCOLA POPPIERA
- • DEFORMAZIONI SCAFO ( $\neq$  IMMERSIONI, RIEMPIMENTO GAVONE P<sub>P</sub>)



- I CALCOLI DEVONO DIMOSTRARE MARGINI RISPETTO AI CRITERI DI ACCETTABILITA':
  - MASSIME TENSIONI DA  $M_f$
  - LIMITI IMPOSTI ( $M, T$ ) DAI FORNITORI M.P., RIDUTTORE
  - LIMITI DI PRESSIONE SUI SUPPORTI
  - CARICHI VICINI A ZERO NON DEVONO INNESCCARE WHIRLING
  - LIMITAZIONE DEL DISALLINEAMENTO TRA PORTAELICA E BOCCOLA PP. ( $0,3 \text{ mm/m}$ ),  $\rightarrow$  SLOPE BOCCOLA
  - TOLLERANZA GAP & SAG NON SUPERIORE A  $5/100 \text{ mm}$
  - NON COPERTURA DELLE LUCI PER LUBRIFICAZIONE (GROOVES)
- VERIFICA FINALE DI ALLINEAMENTO A NAVE GALLEGGIANTE IN ALMENO UNA CONDIZIONE DI CALCOLO
-  - POSSIBILE RICHIESTA DI VERIFICA IN CONDIZIONI OPERATIVE CON STRAIN-GAUGES E TRASDUTTORI DI PROSSIMITA'.

### 3- VIBRAZIONI

#### - LATERALI (WHIRLING)

- CALCOLI SU RICHIESTA, NORMALMENTE LIMITATI ALLA DETERMINAZIONE DELLE  $f$  NATURALI, FORZANTI SOLO A RICHIESTA.
- RANGE DI PROBABILITA' PER PARAMETRI INCERTI (ACQUA TRASCINATA, RIGIDITA' BOCCOLA PP., ...) SIMILITUDINI CON NAVI SPERIMENTATE
- EVITARE RISONANZE CON  $f$  PALE ELICA VERSO LA MCR.
- RISONANZA CON  $2 \text{ rpm}$  ALBERO CON  $30\%$  MARGINE SU CAMPO OPERATIVO GIRI.

#### - ASSIALI

-  • CONSIDERARE RIGIDITA' REGGIPANTA

#### 4 - DIMENSIONAMENTO LINEA D'ALBERI

- IDONEO A TUTTE LE CONDIZIONI OPERATIVE, INCLUSI SOVRACCARICO, INVERSIONE, TRANSITORI, PARZIALE UTILIZZO DEI M.P.
- IMPEDIRE ROTTURE A FATICA E DEFORMAZIONI LOCALI:
  - CICLO BASSO A FATICA ( $10^3 \rightarrow 10^4$  CICLI): CARICO ZERO  $\rightarrow$  MAX, INNESTO FRIZIONI, INVERSIONI
  - CICLO ALTO A FATICA ( $\gg 3 \cdot 10^6$  CICLI): VIBRAZIONI TORSIONALI E MF SU ALBERI ROTANTI
  - CARICHI GHIACCIO ( $10^6 \rightarrow 10^7$  CICLI)
  - TRANSITORI SU CAMPO SBARRATO ( $10^4 \rightarrow 3 \cdot 10^6$  CICLI)
  - FATTORI DI SICUREZZA: CICLO BASSO: 1,4 PER TENSIONI DI PICCO  
CICLO ALTO: 1,6
- VARIE POSSIBILITA' DI CALCOLO DEI  $\phi$  ALBERI (METODO SEMPLIFICATO O DETTAGLIATO)
- OLTRE AI CRITERI DI POTENZA/GIRI E DI QUALITA' DEI MATERIALI, DA TENER CONTO DEL CONTRIBUTO DELLE TORSIONALI.
- IL DIMENSIONAMENTO FINALE RICHIEDE PERCIO' CHE SIANO COMPLETATE LE PROCEDURE DI CALCOLO DI ALLINEAMENTO E VIBRAZIONI!
  - $\phi$  PORTAELICA DA STABILIRE CON ASSOLUTO ANTICIPO!  
CONSEGUENZA PRABABILE: SOVRADIMENSIONAMENTO INIZIALE PER EVITARE SORPRESE DOPO PROGETTAZIONE AI DETTAGLIO E APPROVAZIONI.
- SITUAZIONE DELICATA PER IMPIANTI, CON MP 2T A BASSO  $m^{\circ}$  CIUNDRARI (SOPRATTUTTO CAUSA TORSIONALI)



## B- ALLINEAMENTO DI LINEE D'ALBERI

### - IL PUNTO DI VISTA E IL CONTRIBUTO DI UN REGISTRO (ABS)

- E' UNA PROCEDURA INGEGNERISTICA DI PROGETTO E VERIFICA (TENTATIVI INIZIALI TRY & ERROR FINO A UNA PRIMA SOLUZIONE DA VERIFICARE IN DETTAGLIO)
- SISTEMA ROTANTE DI TRASMISSIONE DI MOMENTO TORCENTE E POTENZA ALL'ELICA DA UN MOTORE PROPULSIVO
- LA NECESSITA' DI ALLINEARE DIPENDE DALLA GEOMETRIA DEL SISTEMA, DAL SISTEMA DI FORZE STATICHE E DINAMICHE, DALLE DEFORMAZIONI, DAL CONTENIMENTO DELLE REAZIONI SUI SUPPORTI.
- PRIMO APPROCCIO: ALLINEAMENTO STATICO, AZIONI SUL PIANO VERTICALE (TUTTORA UN PO' TROPPO TRADIZIONALE E LIMITATIVO, IN CONTRASTO CON DNV)
- CONTROLLO:
  - DELLA POSIZIONE VERTICALE DEI SUPPORTI
  - DELLE REAZIONI
  - DEGLI ANGOLI DI DISALLINEAMENTO RISPETTO AD UN ASSE RETTILINEO TEORICO
  - DELLO STATO DI TENSIONE DEI COMPONENTI.
- VERIFICA DELL'ACCETTABILITA' IN TUTTE LE CONDIZIONI OPERATIVE (DISLOCAMENTI, TEMPERATURE, ...), CONSIDERANDO SE POSSIBILE LE DEFORMAZIONI DI SCAFO. (ANCORA CONTRASTO CON DNV)
- UNA CONDIZIONE STATICA ACCETTABILE E' NECESSARIA PER POTER CONTARE SU RISPOSTE FAVOREVOLI ANCHE IN CONDIZIONI DINAMICHE (ES: MINORI PROBABILITA' DI ECCESSIVE VIBRAZIONI LATERALI).
- VENGONO RIDOTTE LE PROBABILITA' DI AVERE AVARIE GRAVI E IN NUMERO NOTEVOLE.
- LA SENSIBILITA' DEL SISTEMA E' MASSIMA PER TIPOLOGIE DI NAVI QUALI VLCC E BULK.C. CON MOTORI PRINCIPALI A 2T, LINEE CORTE E RIGIDE, STRUTTURE RELATIVAMENTE FLESSIBILI.



## 1- PROBLEMI :

- SENSIBILITA' A PICCOLE  $\Delta$  DI POSIZIONAMENTO VERTICALE DEI SUPPORTI
- DIVERSA RIGIDITA' TRA LINEA D' ALBERI E STRUTTURE DI SCAFO
- ACCURATEZZA DELLE ANALISI E DELLE MISURE
- TOLLERANZE BASSISSIME PER L.A., MOLTO PIU' ALTE PER CARPENTERIA DI SCAFO
- INCOMPLETEZZA DELLE STRUTTURE, DELLE SALDATURE, DEI PESI.
- 1 PUNTI CRITICI SONO INACCESSIBILI O QUASI A NAVE IN ESERCIZIO (SOLO STRUMENTAZIONE)

## 2- REQUISITI TECNICI :

- - ELICA A SBALZO → INCLINAZIONE DEL SUPPORTO (SLOPE) PER CONTROBATTERE LA DEFORMAZIONE DELL'ALBERO PORTAELICA (LINEA ELASTICA TEORICA) E FORNIRE SUFFICIENTE AREA DI APPOGGIO ALLA BOCCOLA POPPIERA
- - LINEA TEORICA E VERIFICHE "GAP & SAG"
- - DIMENSIONAMENTI PER MAX. TENSIONI PRECALCOLATE, INCLUSA RESISTENZA A FATICA
- APPROVAZIONE DELLE PROCEDURE (CONTRIBUTO TECNICO DEI REGISTRI) DI CALCOLO / MISURE
- - CARICHI NEI LIMITI DEI FORNITORI
- - REAZIONI POSITIVE (VERSO L'ALTO)
- ESPLICITAZIONE GLOBALE DEL SISTEMA DI FORZE / MOMENTI / TENSIONI SUI COMPONENTI
- CORRETTA DISTRIBUZIONE DEI CARICHI TRA I SUPPORTI, LORO NUMERO, DISTANZE
- { - DISALLINEAMENTI RELATIVI A M.P. E RIDUTTORE (ALBERO A GOMITI, CONTATTI TRA DENTATURE)
- DISALLINEAMENTI CONTROLLATI DEI COMPONENTI ELASTICI (GIUNTI, FRIZIONI)
- ACCURATEZZA DELLA SCHEMATIZZAZIONE
- ELICA IMMERSA

- MISURE DI VERIFICA IN ALMENO UNA CONDIZIONE DI NAVE GALLEGGIANTE

→ - STUDIO DEI COEFFICIENTI DI INFLUENZA PER OVVIARE A DEFORMAZIONI SCAFO, VARIAZIONI DI  $\theta$  E INTERVENIRE SULLA POSIZIONE VERTICALE (OFFSET) DEI SUPPORTI

→ - RIGIDITA' L.A. / STRUTTURA SCAFO:

• CONFRONTABILI: LA L.A. SEGUE LE DEFORMAZIONI SCAFO SENZA PROBLEMI, ANCHE SE AMBEDUE SONO RIGIDI

• L.A. RIGIDA, SCAFO ELASTICO: SITUAZIONE CRITICA, ALLINEAMENTO MOLTO SENSIBILE, REAZIONI VARIABILI CON LE DEFORMAZIONI SCAFO, POSSIBILI DISTACCHI TRA ALBERI E SUPPORTI

• L.A. ELASTICA, SCAFO RIGIDO: DESIDERABILE, CONTATTI SEMPRE MANTENUTI (MA IMPROBABILE)

→ - VARIAZIONI TERMICHE LOCALIZZATE: IN CORRISPONDENZA DELL'ASTUCCIO, DEL RIDUTTORE, DEL M.P. PER  $\neq 0^\circ \text{C}$  ACQUA MARE, VARIAZIONI POTENZA: → VARIA L'OFFSET, CAMBIANO TUTTE LE REAZIONI

- REAZIONI SUI SUPPORTI: ALMENO 10% DEL CARICO MAX. NOMINALE, IN OGNI CONDIZIONE

- MAX. DISALLINEAMENTO  $0,3 \times 10^{-3}$  RAD TRA ASSE POPPIERO PORTAELICA E ASSE BOCCOLA → SLOPE BOCCOLA

- RISPETTO DEI LIMITI DI CARICO (T, MF) SULLE FLANGE TERMINALI PRESCRITTI PER M.P. / RIDUTTORE

- CARICHI AMMISSIBILI:  $0,8 \text{ N/mm}^2$  SU BOCCOLE METALLICHE  
 $0,6$  " " " " IN RESINE SINTETICHE

SU BASE AREA PROIETTATA CON SLOPE CONTROLLATO

- CONTROLLO DELLE  $\Delta$  INIZIALI DI  $\phi$  ALBERA / BOCCOLA (GIOCHI)

- L BOCCOLA POPPIERA PORTAELICA MIN 1,5  $\phi$  (> DEI SUPPORTI INTERMEDI)

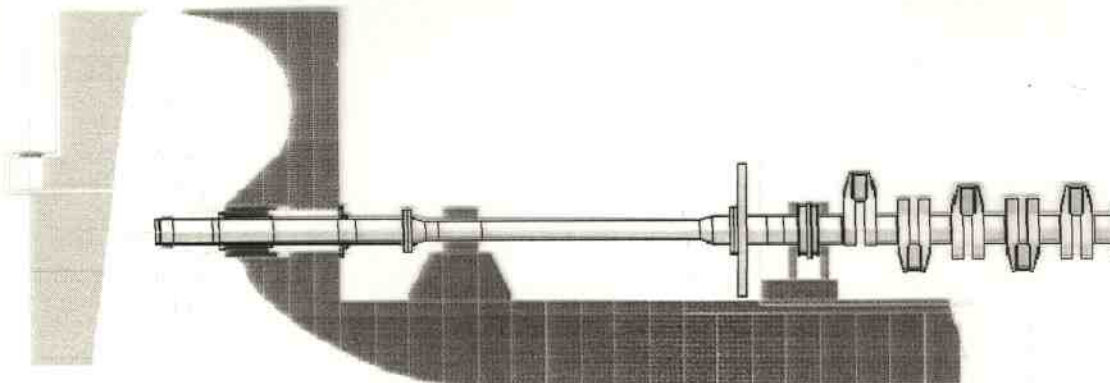


- - DISALLINEAMENTO ALBERO / BOCCOLA SEMPRE CONTROLLATO :  
MAX. AREA DI CONTATTO, MINIMA PRESSIONE, FACILE SVILUPPO DEL FILM D'OLIO. VALUTAZIONE ACCURATA IN CASO DI NECESSITA' DI ALLINEAMENTO DINAMICO.
- PROCEDURA DI VALUTAZIONE DELL' AREA DI CONTATTO SIA CON PUNTO SINGOLO DI CONCENTRAZIONE CHE CON VERIFICA SU 2 PUNTI ( SINGOLO A 1/3  $\phi$  DA POPPA).
- VALUTAZIONE DEL CONSUMO PREVISTO (WEAR-DOWN) E CALCOLO DELLA RELATIVA CONDIZIONE DI ALLINEAMENTO
- - BOCCOLA : INCLINATA E FISSATA OPPURE TORNITA INTERNA-  
MENTE ( CAMBIO SLOPE A NAVE IN ESERCIZIO )  
CON LA TORNITURA SONO POSSIBILI INCLINAZIONI INTERNE DIVERSE DA POPPA A PRUA.
- L' INCLINAZIONE PRESCELTA OTTIMIZZA UN' UNICA CONDIZIONE E PERCIO' DEVE ESSERE UN COMPROMESSO TRA LE PIU' FREQUENTI, E IN GRADO DI SOPPORTARE LE PIU' SFAVOREVOLI / IMPROBABILI
- RIDUTTORE : CONTROLLO DEI DISALLINEAMENTI E CONTATTO TRA PIGNONI E RUOTA LENTA
- CONTATTO UNIFORME SU ALMENO 90% DELLA SUPERFICIE ATTIVA DEI DENTI
- REAZIONI SUI SUPPORTI VARIABILI ENTRO IL 20% DEI LORO VALORI CON L.A. ACCOPPIATA



The design and review requirements are detailed primarily for the installations involving direct driven propulsion systems (Section 2, Figure 1). Other designs may have slightly different requirements but, in general, a similar approach will apply.

**FIGURE 1**  
**Directly Coupled Propulsion Shafting – Example**



### 3 Review

Overall, the plan review during and after construction is conducted by the Bureau to verify to itself and its committees that a vessel, structure, item of material, equipment or machinery is in compliance with the Rules, Guides, standards or other applicable criteria.

**ABS** Engineers need to confirm that all information required for review is received:

- Shaft alignment model
- Scope of submitted calculation
- Results of analysis
- Shaft alignment procedure

After the review is completed, the reviewer needs to document the result of this review.

The review of the submitted shaft alignment analysis and procedure is to be conducted by inspecting the results of the alignment analysis and by conducting check analysis using the ABS shaft alignment software.

#### 3.1 Plans and Particulars Required

Plans and particulars to be submitted for review most commonly include the following:

##### 3.1.1 For Propulsion Shafting

Shafting arrangement

Rated power of main engine and shaft rpm

Thrust, line, tube and tail shafts, as applicable

Couplings – integral, demountable, keyed, or shrink-fit, coupling bolts and keys

Note: Column 5 and Row 5 of the above influence coefficient matrix (Section 2, Table 1) are all zero because the subject bearing represents the axial (thrust) bearing which reaction is not affected by small changes in vertical offset on any of the bearings in the system.

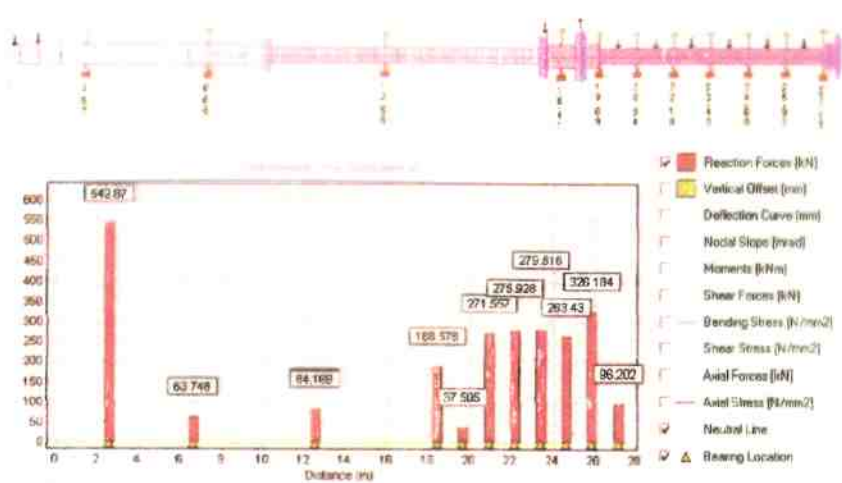
### 3.4.3 Bearing Reactions

Satisfactory bearing reactions are one of the primary criteria for alignment acceptance. It is difficult to establish an acceptability margin as the factors influencing reaction load are very difficult to predict accurately. Essentially, alignment is acceptable as long as the bearing reactions are always positive (under all operating/loading conditions) and no bearing is unloaded. Any positive static load is therefore acceptable. However, for practical reasons, at least 10% of the allowable load would be desired on the bearing in order to prevent unloading due to unaccounted-for disturbances.

Reaction loads are not the only criteria that are important for alignment acceptance. Relative misalignment between the shaft and the bearings has at least the same importance.

REACTIONS & MISALIGNMENT

### FIGURE 2 Bearing Reactions



### 3.4.4 Deflection Curve

Relative misalignment between the bearing and the shaft may be evaluated from information defined by deflection curvature. Deflection curvature defines the angle of the shaft inclination at each node of the system. The angle is measured from the theoretical zero alignment line.

In a case when hull deflections are considered in the analysis, the actual misalignment between the shaft and the bearing should consider:

- Absolute slope on the shaft
- Angular change in the bearing central line due to the hull deflections

For cases where the misalignment angle is found excessive, slope boring or inclination of the bearing may be required.

### 3.4.5 Slope Boring/Bearing Inclination



Slope boring or bearing inclination is adopted as a marine industry practice to prevent excessive edge loading of the tail shaft bearing.



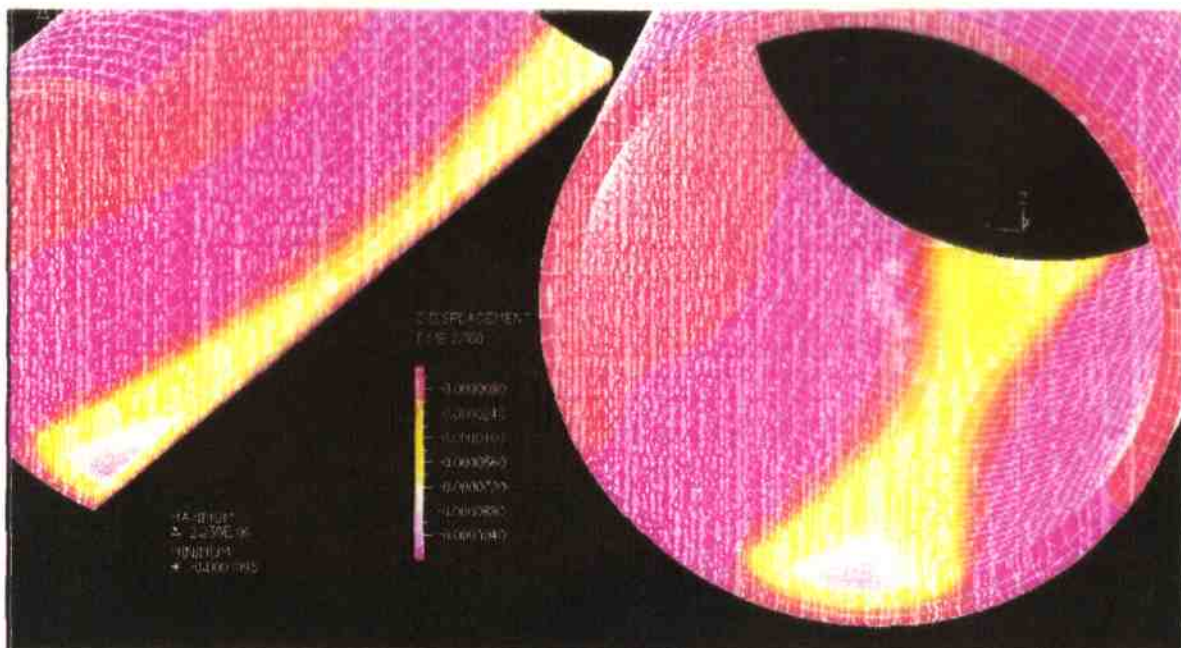


#### 4.2.3 Class Requirements

The maximum acceptable misalignment between the shaft and the bearing is adopted to be  $0.3 \times 10^{-3}$  rad, which is applied widely as a marine industry practice. If this value is exceeded, the reduction of the misalignment angle is to be considered by slope boring or bearing inclination. The level of safety of this tolerance is not fully explained yet, and this criteria should not be applied blindly. The issue is complex, as the misalignment angle directly influences bearing hydrodynamics, and dynamic analysis with fluid-structure interaction is required (the Bureau is currently involved in research addressing the bearing dynamics).

The Rule requirement on bearing length is minimum 1.5 times shaft diameter (ABS Rules for Building and Classing Steel Vessels 4-3-2/5.15).

**FIGURE 6**  
**Ideal Contact Area on the Bearing Exerted by Shaft**  
**(Misalignment Angle Zero)**



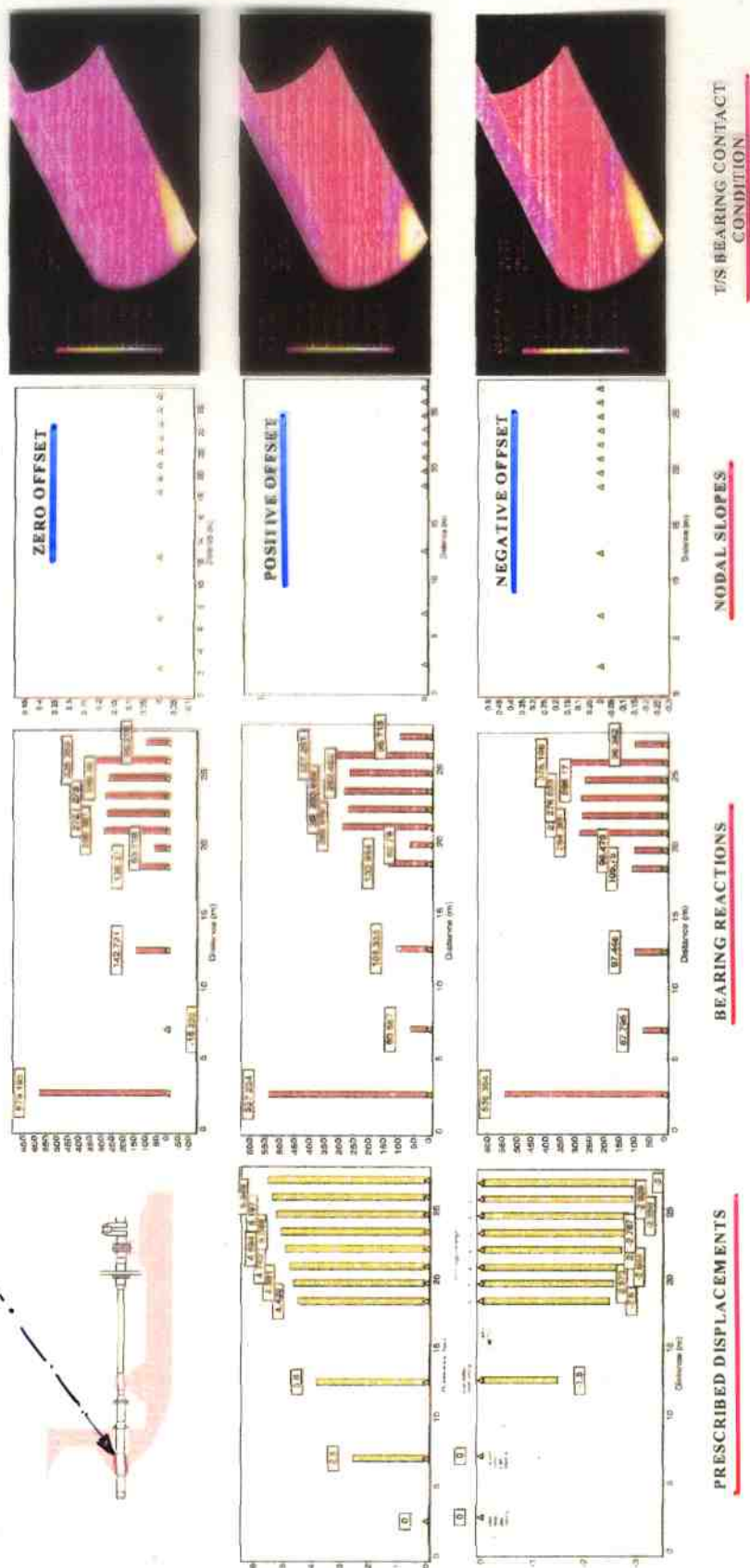
#### 4.2.4 Modeling

The shaft alignment modeling process consists of:

- Finding an adequate bearing offset to suit all operating conditions
- Defining the location of S/T bearing contact point (see 2/4.3)
- Defining the bearing contact area and load
- Accounting for disturbances from hull girder deflection and the thermal expansion of the structure

The contact area between the shaft and the bearing is in direct correlation with the approach taken in the shafting alignment design. As indicated below, three alignment solutions (bearing offsets selection) are analyzed to investigate their impact on the load distribution throughout the S/T bearing. Three different approaches to alignment designs are compared on a diesel engine-driven VLCC installation:

**FIGURE 7**  
**Tail Shaft Bearing Contact as a Function of Alignment Design**





MISURA  
DIRETTA  
CEDIMENTO  
BACCOLA

It is impossible to verify the S/T bearing's actual condition. However, the amount that the shaft drops with time can be indirectly measured. This measurement is regularly performed during the special surveys, and it is conducted with a poker gauge.

Bearing wear down is one of the issues which should be considered when alignment is designed. A good and robust alignment design should account for wear down. Alignment optimization is particularly helpful to account for this kind of influence.

#### 4.10 Gear Meshes

*Related topics:*

- Gear contact misalignment measurement (Subsection 5/6)

Gear driven propulsion installations, where a propeller is directly connected to the gearbox, may be significantly affected by the shafting alignment condition, resulting in:

- Gear meshes misalignment
- Gear shaft bearing adverse loading condition

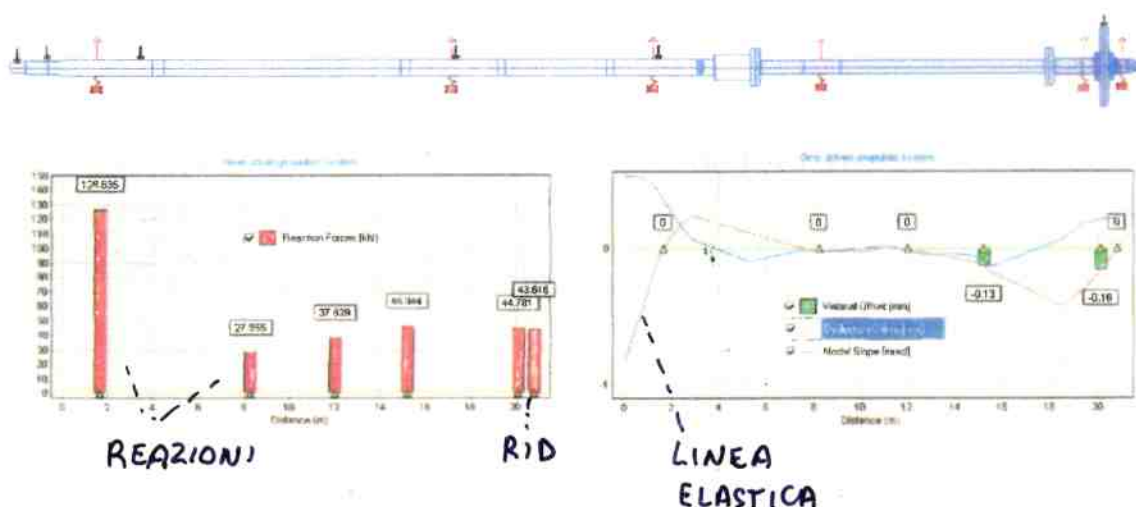
Requirements imposed on the gear contact are very stringent:

- Uniform contact across 90% of the effective face width of the gear teeth is required.

With regard to the above, in installations with reduction gears, it is important to inquire the alignment influence on the gear-pinion misalignment (Section 2, Figure 16 and Section 2, Figure 15), and ensure that it is maintained within allowable tolerances. Tolerances are expected to be defined by the gear manufacturer.

There are other practices in the marine industry which are taking indirect routes in addressing the issue, and not directly investigating the effect of the misalignment angle on the gear tooth contact. One of the commonly applied approaches is to investigate the gear shaft bearings reaction difference, and maintain it within 20% of each other (Section 2, Figure 15). This approach may be acceptable only when zero moment and shear force is maintained at the flange connecting to the line shaft. Otherwise, there will be no assurance that the misalignment angle is within acceptable limits – the bearing reactions themselves will be no guarantee of it.

**FIGURE 15**  
**Gear Driven Propulsion – Equal Gear Shaft Bearing Reactions**  
**0.21 mrad Gear Misalignment Angle**

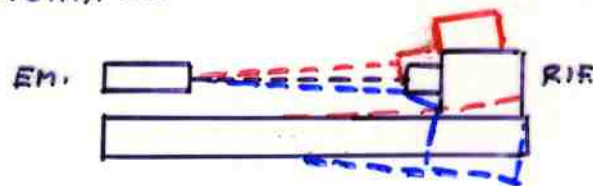




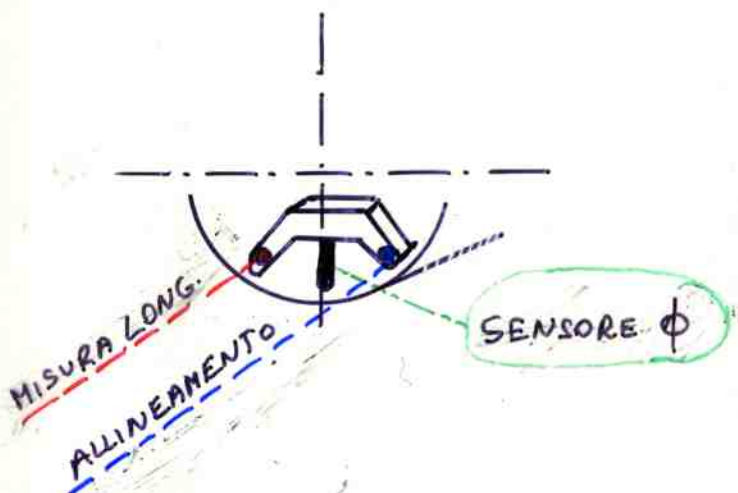
### 3- ALLINEAMENTO MEDIANTE LASER

SITUAZIONE ?  
F/C

- BERSAGLI MULTIPLI , BIDIMENSIONALE , SINGOLA LINEA DI RIFERIMENTO
- MISURE MULTIPLE IN TEMPO REALE
- DEVIAZIONI (X, Y) DEL BERSAGLIO DALLA LINEA DI RIFERIMENTO
- DISTANZE FINO A 100 m
- BERSAGLI TRASPARENTI , MAX. NUMERO 6 , LUNGO LA LINEA DI RIF.
- CONTROLLO COMPUTERIZZATO , VISUALIZZAZIONE GRAFICA
- RISOLUZIONE A 100 m : 1 / 1000 " (25  $\mu$ m)
- LINEA DI RIFERIMENTO TRA EMETTITORE E TARGET DI RIFERIMENTO
- POSSIBILE MONITORAGGIO DEGLI EVENTUALI CEDIMENTI DELL' EMETTITORE E/O DEL BERSAGLIO DI RIFERIMENTO , RIALLINEAMENTO AUTOMATICO

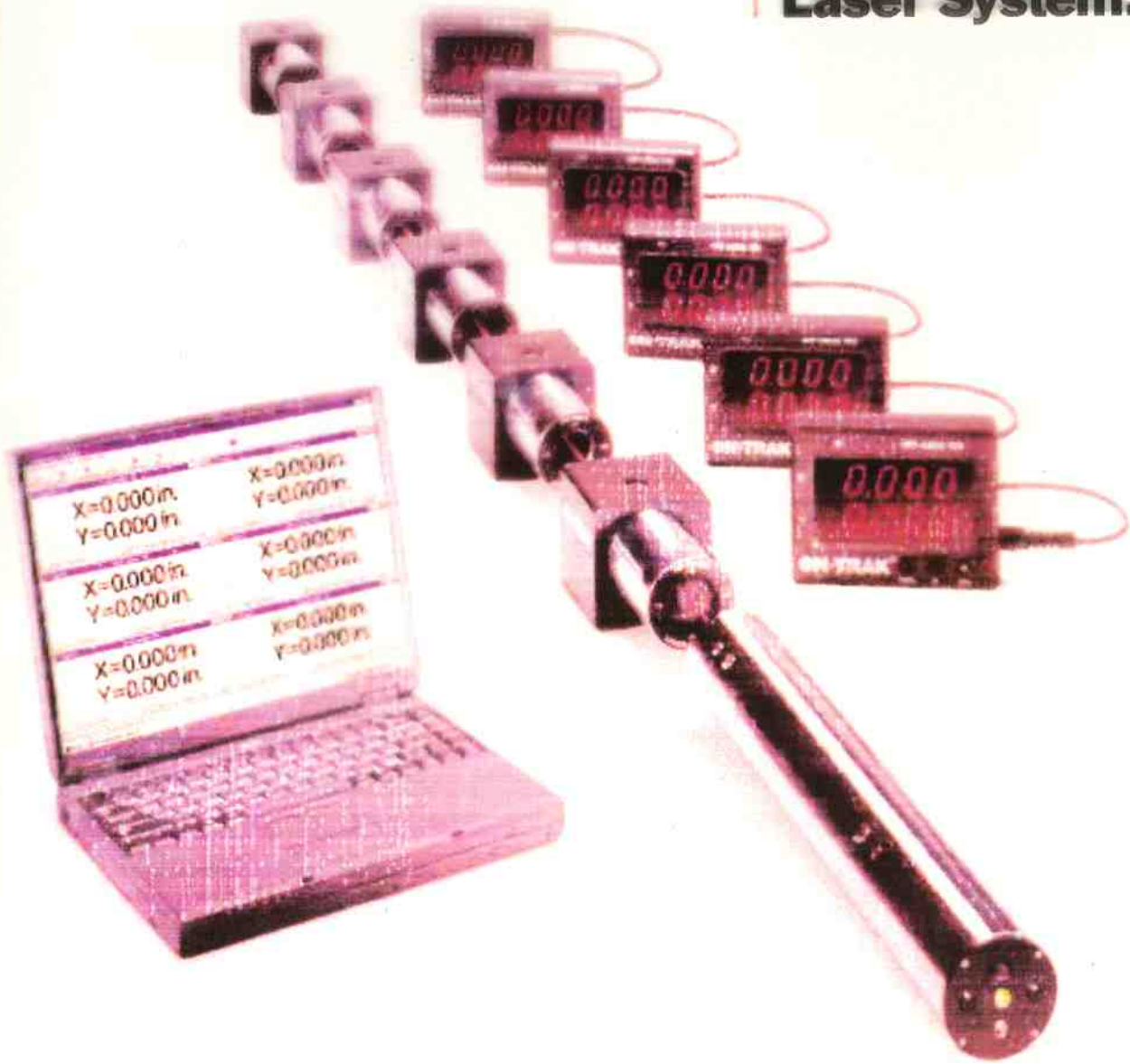


- POSSIBILE UTILIZZO DI UN SENSORE PER MISURA DI  $\phi$
- FASCI LASER PER ALLINEAMENTO E PER MISURA LONGITUDINALE



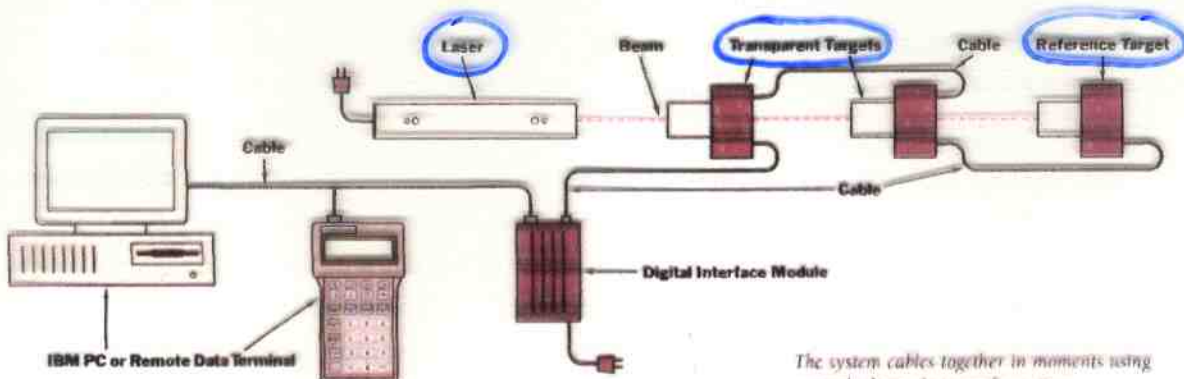
OT-5000

## Alignment Laser System.

**ON TRAK**

ALIGNMENT SYSTEMS

## Laser Alignment At A Glance.



The system cables together in moments using a simple daisy-chain configuration

### How Laser Alignment Works.

The principle of linear laser alignment is simple. A stationary laser, aimed at a reference target up to 300 feet away, creates a "line in space" that serves as a rock-solid measurement reference.

Next, any number of transparent targets are placed directly in the beam path. As the laser light passes through each transparent target, the target is able to determine its X-Y deviation relative to the laser beam.

The position data from each target is fed into a handheld data terminal, digital display unit, or windows based application software program.

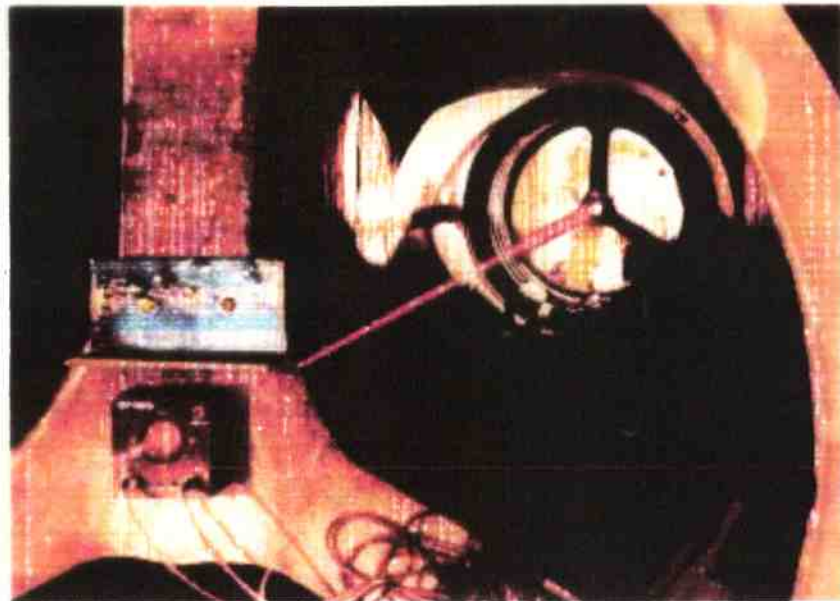
### The Line Laser Advantage.

Laser based alignment provides significant advantages over competing alignment techniques.

- **Cost Effective.** Outperforms laser tracking systems in this specific application, at a fraction of the price.
- **Ultra Precise.** Eliminates margin of error associated with subjective manual approaches.

- **Real-Time Feedback.** Enables user to make on-the-spot alignment adjustments.
- **Faster Measurement.** Reduces man hours and facilitates project efficiency.
- **Maximum Range.** Perform measurements at distances up to 300 feet

- **Simultaneous Measurement.** Enables simultaneous measurement from multiple targets.
- **Data Analysis.** Position data can be monitored, stored and analyzed by a computer.



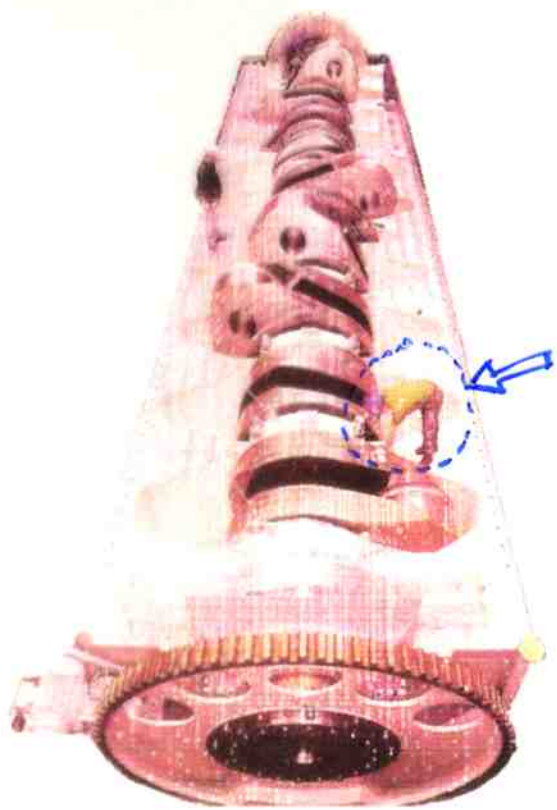
The OT-6000 Alignment Laser System simultaneously measures X and Y position along several struts used to hold the propeller shaft on the USS Ronald Reagan aircraft carrier.





Accordingly, the alignment design is expected to affect main engine bearing loading of the three aftmost engine bearings. The most likely scenario is that the two aftmost engine bearings may get unloaded and the third one may encounter the edge load from the crankshaft.

**FIGURE 13**  
**Crankshaft Installation in the Engine**



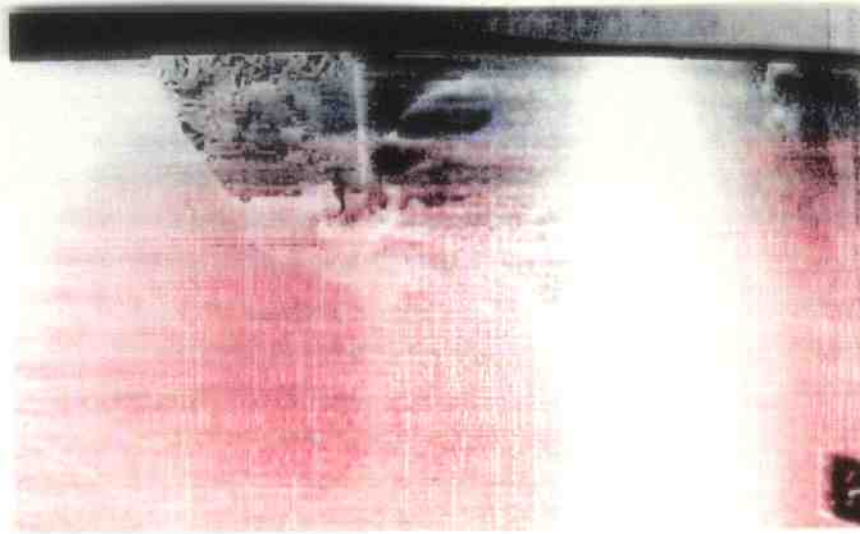
Unloading of the aftmost engine bearing may not be a problem per se, but it may result in overload on the bearing number 2 from the aft.

No load on the second aftmost bearing may have much more severe consequences from the combustion related pounding load, overload on the bearing No. 1 and 3, and the edge load on the bearing No.3.

Those bearings may get unloaded or lightly loaded which, in some cases, may have serious consequences if corrections are not applied.

Section 3, Figure 14 shows the damage of the lower shell of the M/E bearing, which is typical of hydraulic overloading (i.e., high oil film pressure). This may be an indication of significant crank-journal misalignment, and accordingly, high edge loading at the bearing.

**FIGURE 14**  
**Diesel Engine Bearing Damage due to Edge Loading**



## 12 FAQ – Problems and Solution

Given below is a list of some very possible arguments and replies:

Problem: As measured, the dry dock alignment is very different from the calculated values for the dry dock condition.

Solution: There are a number of factors which may deteriorate and change the alignment condition of the shafting in the dry dock. Primarily, the dry dock procedure (as proposed in Subsection 3/1 above) is strictly followed. Any deviation from it may result in a condition that cannot be easily rectified. The first problem is noncompliance and deviation from the primary requirement, that structural work on the stern part be completed to the extent to which it will not introduce significant disturbance into the bearing offset.

Problem: Even with sighting through conducted with almost completed structural work, the bearing reactions are not adequately close to the calculated values.

Solution: If the sighting through is conducted under certain thermal condition, the bearing offset, and accordingly, bearing reactions, may be affected if reaction measurement is conducted under different thermal conditions. The sighting through is normally conducted in the early morning hours before sunrise to ensure an even temperature distribution throughout the structure. If reaction measurement in the dry dock is conducted during the day when structural deformation due to the sun exposure affects the hull unevenly, the bearing reaction readings may be significantly different. It is therefore important either to account for these differences or to conduct the reaction measurements in the early morning hours, as well.

Problem: What is the point of conducting the thorough measurements in the dry dock if the alignment will change once the vessel is waterborne. Moreover, no information on the effect of hull girder deflection on bearing offset change is available.

Solution: If alignment analysis is conducted without hull girder deflection consideration, it is difficult to determine the alignment of a waterborne vessel. The alignment condition then relies on the knowledge and experience of shipyard's production personnel.

COMPLETAMENTO  
 STRUTTURE  
 IN BACINO

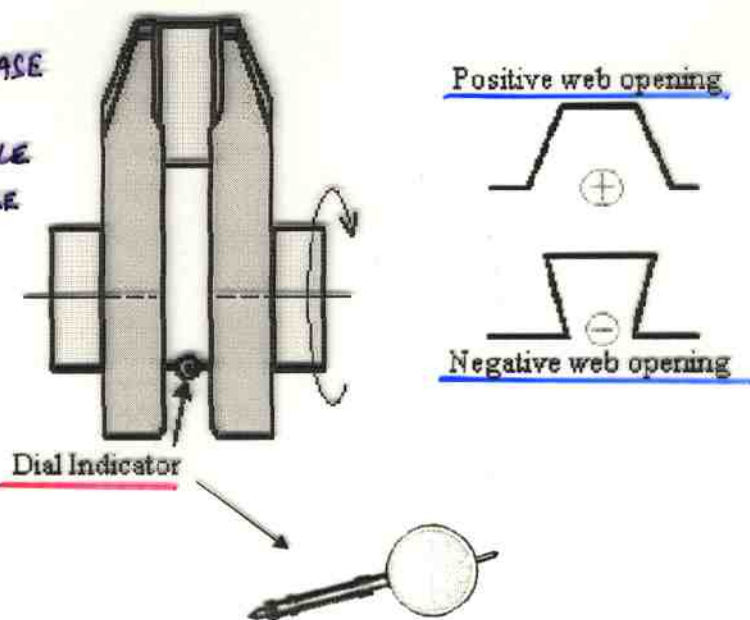
CONDIZIONI  
 TERMICHE  
 COSTANTI

DEFORMAZIONI  
 TRA BACINO  
 E NAVE GALL.



Crankshaft deflection measurement is conducted with a dial indicator being placed at a predefined location between crank webs. The crankshaft is then rotated and the readings are taken at the prescribed angular locations. Web deflections between each cylinder are measured.

**FIGURE 12**  
**Crankshaft Deflection Measurements**



Crankshaft deflection limits and tolerances are defined by the engine manufacturers for each particular engine.

## 6 Gear Contact Misalignment Measurement

*Related topic:*

- Gear Meshes (2/4.10)

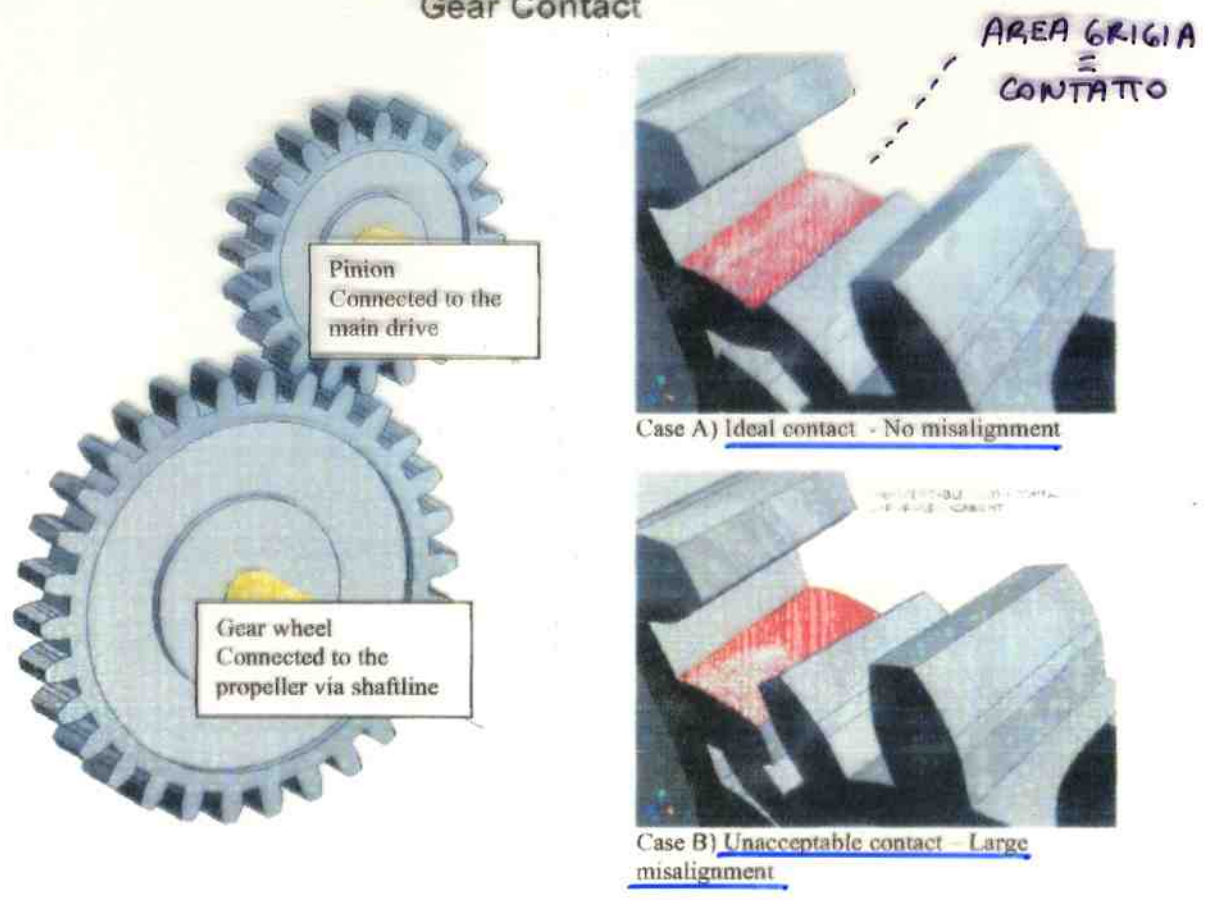
Section 5, Figure 13 shows gear tooth contact is for:

- Case A) ideal (zero) misalignment between gear and pinion
- Case B) large misalignment between gear and pinion

In both cases, the red color (dark) area represents dye penetrant painted over the teeth of the gears. The gray (light) area within the red (dark) penetrant represents area of contact. Obviously, when the misalignment angle is small, the contact marks will be visible along whole length of the teeth as in contact Case A. In Case B, the gray (light) area is visible only on one side of the teeth in contact, thus indicating heavily misaligned gear mesh.

↙  
V. FIG 13 PAG 87 ABS (P. 23)

FIGURE 13  
Gear Contact



### 7 Sag and Gap Measurement

*Related topics:*

- Sag and Gap (Subsection 3/6)

The Sag and Gap shaft alignment method is commonly used to verify the preassembly condition of the propulsion shafting in new constructions and repairs. The method is simple, fast and requires no special equipment or gauges. However, due to the procedure's questionable accuracy, it should be used only as a cursory check. It is not recommended to use Sag and Gap readings to rectify the alignment condition.

Although the Sag and Gap procedure is not endorsed as an accurate method, it still has its purpose as it may indicate possible problems in the preassembly stage of propulsion shafting setup.

The advantage of the Gap and Sag method is:

- It uses simple measuring equipment such as dial gauges and feeler gauges.

The disadvantages of the Gap and Sag method are:

- It cannot verify the condition of the assembled system.
- Its accuracy is limited because of the aspect ratio between the system geometry (large diameters of flanges and shafts – over 1 meter), and Gap and Sag values that are measured (in millimeters or fractions of millimeters).



#### 4 - METODO GAP & SAG (G&S)

- RILIEVO DI DISTANZE SUL PIANO VERTICALE TRA FLANGE CONTRAPPOSTE DI ALBERI DISACCOPIATI.
- METODO POCO AFFIDABILE PER RISALIRE ALLE REAZIONI SE LA L.A. E' RIGIDA
- MISURE GENERALMENTE RIFERITE A CONDIZIONI NAVE  $\neq$  DA QUELLE IPOTIZZATE NEL CALCOLO
- LE LETTURE DA SOLE NON DEVONO COSTITUIRE CONFERMA DI ALLINEAMENTO ACCETTABILE, CON RELATIVE EVENTUALI VARIAZIONI DI OFFSET DEI SUPPORTI.
- VALIDO NELLE PRIME FASI DELLA PROCEDURA, OVVIAMENTE NON SERVE NEL CONTROLLO FINALE.
- IMPRECISIONI: MISURE IN FRAZIONI DI mm SU DIMENSIONI DELL' ORDINE DI 1 metro
- PRECISIONE INFLUENZATA DALLA RIGIDEZZA DELLA SISTEMAZIONE DEI COMPARATORI, DA VIBRAZIONI, DA  $\theta$  AMBIENTE:
  - 1/1000 mm PER COMPARATORI (DIAL GAUGES)
  - 5/100 mm PER SPESSIMETRI (FEELER GAUGES) PER MISURA DEI GAPS
- MISURE INFLUENZATE DALLA CONDIZIONE NAVE (BACINO, VARATA, ZAVORRA,  $D_{MAX}$ )
- NECESSARIA ROTAZIONE ALBERI DISACCOPIATI

#### 5 - MISURA DELLE REAZIONI SUI SUPPORTI

- METODO INDIRECTO: STRAIN GAUGES + G&S  $\rightarrow$
- $\rightarrow$  DEFORMAZIONI E TENSIONI  $\rightarrow$  REAZIONI
- METODO DIRETTO: MARTINETTI IDRAULICI (HYDR. JACKS)

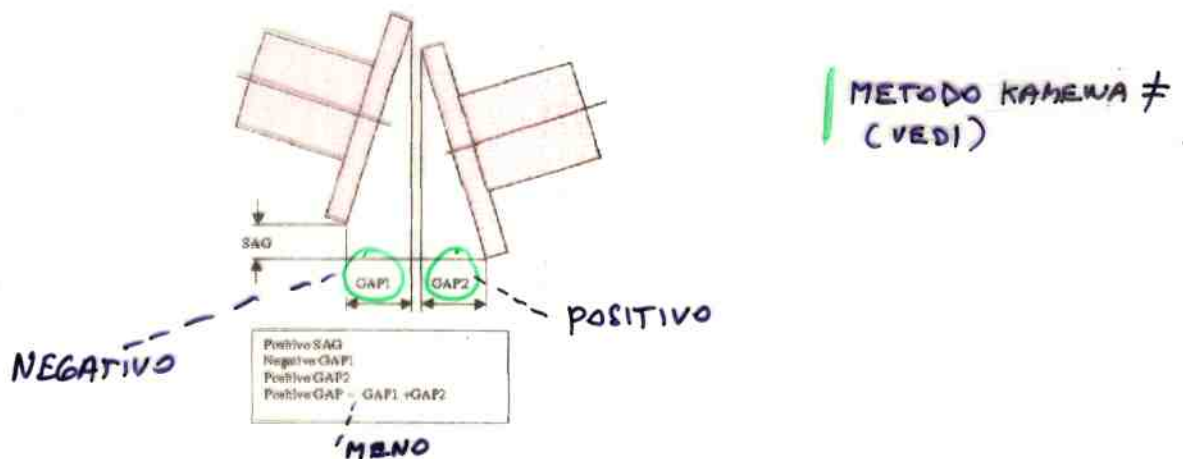


### 6.1 Theoretical Background

The theory behind the procedure is the same beam theory applied in shaft analysis of the whole – assembled system, and the calculation is conducted as follows:

- Alignment is defined and calculated for the assembled system.
- Position and offset of the temporary bearings are defined.
- Assembled system is detached at flanges and each shaft is analyzed separately; displacements and slope at the each end of the shaft (flange connection) are calculated.

Sag is now calculated by taking the bending displacement at each flange location and subtracting the same from the deflection of the mating flange.



Gap is defined as the difference in distance between the top or bottom edges of the unconnected flange pair. Gap at each flange is calculated from the angular inclination of the shaft (at flange location) and the flange diameter. Total gap is obtained by linear summation of the gaps at both flanges.

In the ABS Sag and Gap analysis, sign convention was defined in order to uniquely define the Sag and Gap information.

Flanges, corresponding to one to another, can take eight different positions. The Sag and Gap calculation will differ depending on the same arrangement as shown in Section 3, Figure 7.



## 6- METODO DI MISURA DELLE REAZIONI MEDIANTE

### STRAIN-GAUGES

- VANTAGGIO IMPORTANTE: FORNISCE INFORMAZIONI SU SUPPORTI (Boccole Astuccio) INACCESSIBILI PER MISURE CON MARTINETTI
- TECNICA DI MISURA DEI MOMENTI FLETTENTI:

$$\underline{M_F = \epsilon \cdot E \cdot W} \quad \text{DOVE}$$

E: MODULO DI YOUNG

$\epsilon$ : TENSIONE

W: MODULO DELLA SEZIONE (PER SEZIONI CIRCOLARI =  $\pi \frac{D^3}{32}$ )

LA MISURA DI TENSIONE E' EFFETTUATA TRAMITE LA DEFORMAZIONE ESERCITATA DALL'ALBERO SULLO STRAIN-GAUGE INCOLLATO ALL'ALBERO, MODIFICANDONE LA RESISTENZA

$$\underline{\epsilon = \frac{\Delta R}{R \cdot K}} \quad \text{DOVE}$$

R: RESISTENZA DEL PONTE DI WHEATSTONE ( $\Omega$ )

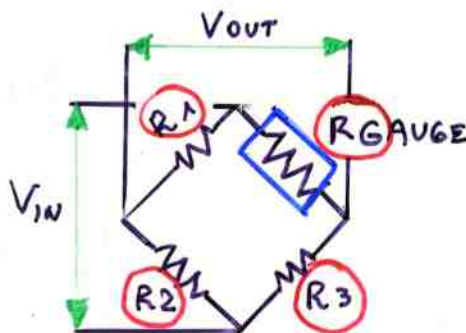
$\Delta R$ : DIFF. DI RESISTENZA ( $\Omega$ )

K: FATTORE DEL PONTE (VALORE NORMALE PARI A 2)

$$V_{OUT} = V_{IN} \left[ \frac{R_3}{R_3 + R_G} - \frac{R_2}{R_1 + R_2} \right]$$

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta R}{R} \rightarrow$$

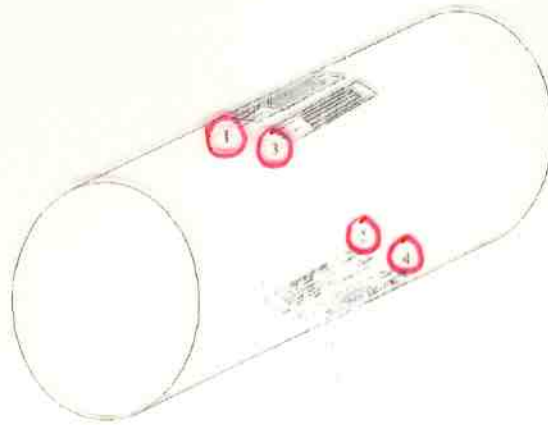
$$\underline{M_F = k' \frac{\Delta V}{V}}$$



RUOTANDO L'ALBERO, OGNI S.G. E' DEFORMATO PROPORZIONALMENTE A  $2 \times M_F$ .

L'ANALISI DELLE MISURE SUL CIRCOLO COMPLETO SEPARA I MOMENTI VERTICALI DA QUELLI ORIZZONTALI.

**FIGURE 7**  
Strain Gauge Installation



To increase the precision (error correction) of the measurements, more than one gauge can be installed to measure the strain at the same location. Usually, there are four gauges installed in the so called Wheatstone bridge. Two pairs of gauges should be applied 180° apart from each other (Section 5, Figure 7), and connected in Wheatstone bridge as shown on Section 5, Figure 9.

Section 5, Figure 8 shows how a pair of uniaxial gauges is installed on the shaft to measure tension in longitudinal direction.

**FIGURE 8**  
Pair of Uniaxial Gauges

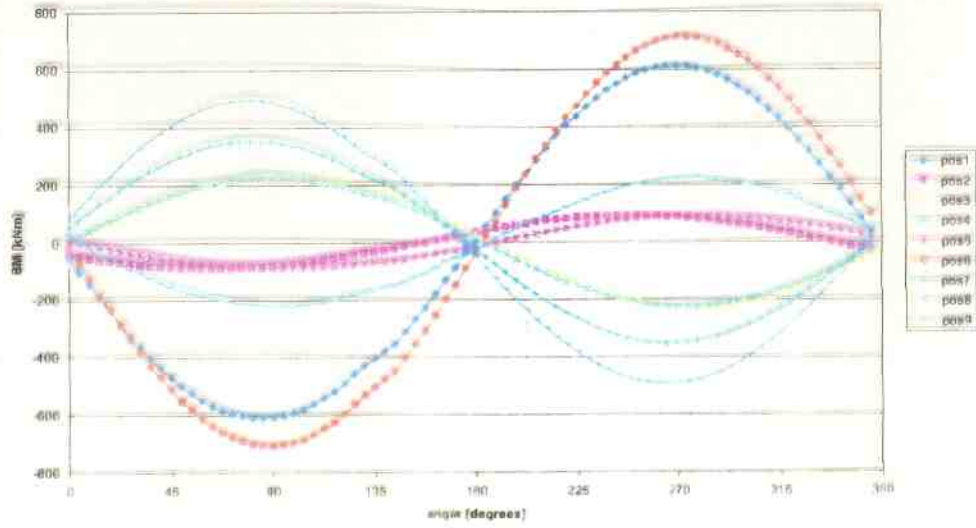


Another pair of gauges is placed 180° apart. Signals from all four gauges are collected to increase measurement precision.

Applying fixed V voltage to two opposite corners of the bridge,  $\Delta V$  changes could be measured.



**FIGURE 10**  
**Bending Moments Measured at Nine Different Locations**  
**Along the Shaft Line**



Once information on bending moment(s) is obtained, bearing reactions can be recalculated. A principle to applying to recalculate bearing reactions from measured bending moment(s) is basically a set of equilibrium equations which are transformed so as to provide bearing reactions from input moments. This set of equations uniquely define bearing reactions with moments at any location on the shafting. This correlation can be established analytically.

**2.2.2 Mathematical Representation**

As described above, a system of linear equations should be generated first, from which bearing reactions could be obtained.

For each measurement point and respective bending moment, a linear equation is defined:

$$M_{mi} - M_{ei} - M_{0i} = K_{i1}\Delta R_1 + K_{i2}\Delta R_2 + K_{i3}\Delta R_3 + \dots + K_{iN}\Delta R_N, i = 1 \dots N_m$$

where

- $N_m$  = number of bending moment's measurement points
- $i$  = measurement point number
- $M_m$  = measured bending moment
- $M_0$  = initial bending moment (calculated or measured)
- $K$  = calculated bending moment's influence factor
- $R_{Ri}$  = bearing reaction

Using matrix notation, an expression is then written as:

$$[M_m] - [M_0] = [K] * [\Delta R]$$

## 7 - METODO INDIRETTO (SG + G&S)

- FORNISCE MAGGIORI INFORMAZIONI RISPETTO AL JACK-UP
- MISURE RAPIDAMENTE RIPETIBILI
- INFORMAZIONI SIMULTANEE SU PIU' SUPPORTI
- PRECISIONE DIPENDENTE DAL MODELLO DI CALCOLI
- APPARECCHIATURE COSTOSE E SOFISTICATE

## 8 - METODO DIRETTO (MARTINETTI)

- MARTINETTI IN PROSSIMITA' DEI SUPPORTI
- PRECISIONE > CON USO DI "LOAD CELLS" AL POSTO DEI MANOMETRI
- MISURE INFLUENZATE DALL' ISTERESI ( $\Delta$  TRA FORZE IN SOLLEVAMENTO E ABBASSAMENTO), DA PICCOLI DISALLINEAMENTI DEI MARTINETTI E DEI COMPARATORI PER INSUFFICIENTE RIGIDITA' DI SISTEMAZIONE
- REAZIONE DA CORREGGERE PER ECCENTRICITA' DI POSIZIONE DI MISURA (ALTRA IMPRECISIONE)
- IL VIRATORE INGRANATO MODIFICA LA SITUAZIONE DELLE FORZE NEI SUPPORTI VICINI
- CURVA PIATTA E POCO INCLINATA NEL 1° SOLLEVAMENTO: IL SUPPORTO REAGISCE ANCORA
- LENTO AUMENTO DEL GRADIENTE FINO AL DISTACCO ALBERO / SUPPORTO
- AUMENTO DEL CARICO A GRADIENTE COSTANTE
- ABBASSAMENTO E ISTERESI CAUSATA DA ATRITO NEL MARTINETTO, CURVA DI FORMA ANALOGA
- SE IL SUPPORTO E' SCARICO, LA CURVA E' PRIVA DI GRADIENTI DIFFERENZIATI.

GRADIENTI  
DA  
INTERPRETARE



REAZIONE



## 9-CELLE DI CARICO (LOAD CELLS)

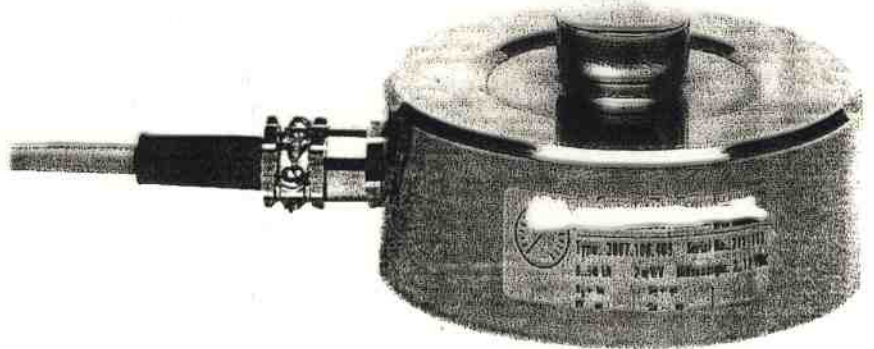
- MISURANO CARICHI IN COMPRESSIONE E SONO PERCIÒ UTILIZZATE PER L'ALLINEAMENTO IN COMBINAZIONE CON I MARTINETTI
- DANNO IN OUTPUT UNA MISURA ELETTRICA COMPATIBILE CON UN HARDWARE PER CENTRALIZZAZIONE DATI / MISURE CONTEMPORANEE
- SONO ADATE A CARICHI DA  $\phi$  A 1000 kN (100 t)
- POSSONO ESSERE UTILIZZATE IN AMBIENTI CRITICI ANCHE IN PRESENZA DI SPRUZZI D'ACQUA E CONDIZIONI AMBIENTE LIMITE, CON ELEVATA AFFIDABILITÀ
- HANNO PRECISIONE ELEVATA, VARIABILE TRA 0,1 E 0,3% DI FONDO SCALA (PRECISIONE > PER CARICHI PIÙ ELEVATI, > 100 kN)
- MISURE ALTAMENTE RIPETIBILI (COSTANZA DATI)
- COMPENSAZIONE PER  $^{\circ}C$  AMBIENTE (RIF. 23 $^{\circ}C$ , INTERVALLO COMPENSATO -10 ÷ 70 $^{\circ}C$ )
- SOVRACCARICO FINO AL 50% DEL NOMINALE
- MATERIALI : ACC. INOX
- PROTEZIONE IP 67
- DIMENSIONI MAX :  $\phi$  150 , H 80 mm

● CON UNA SERIE DI MARTINETTI OGNUNO COMBINATO CON CELLA DI CARICO È POSSIBILE LA VERIFICA DEI COEFFICIENTI DI INFLUENZA C<sub>i</sub>J LEGGENDO LE VARIAZIONI DI CARICO DEI SUPPORTI (J) QUANDO VIENE SOLLEVATO IL SUPPORTO (I)

## Load cell

with electrical output

for compression applications



### Description

This sensor is especially suited to the measurement of static and quasi-static compressive forces.

Its very robust and compact form make it suitable for use both in industrial environments and in the laboratory and testing bays.

The sensor is in all respects ideal for the ranges of rated values 0 ... 1 kN to 0 ... 1000 kN.

The sensor is protected against splash water and works with very great reliability under extreme conditions.

### Note:

In order to avoid overloads it is best to connect the sensor to the power source during installation and to monitor the measured value.

### Features

- For compression applications
- High accuracy
- Simple installation
- Protection class IP 67
- Accuracy 0.1% of full scale or 0.3% of full scale

### Measuring ranges

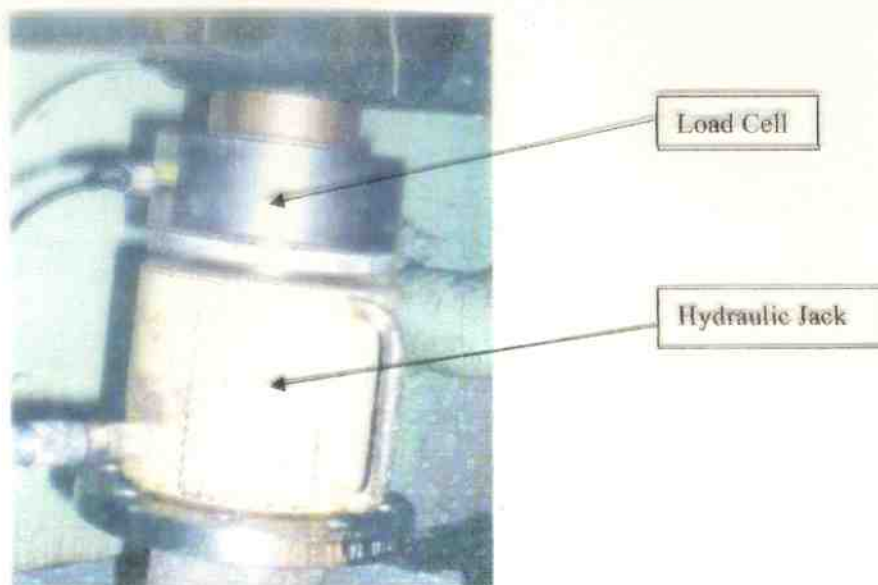
0 ... 1 kN to 0 ... 1000 kN

### Applications

Apparatus engineering;  
 Production lines;  
 Measuring and test equipment;  
 Special mechanical engineering applications;  
 Rope strength measurement etc.



**FIGURE 1**  
Hydraulic Jack with Load Cell



MARTINETTO  
VICINO AL  
SUPPORTO E  
SU FONDAZIONE  
RIGIDA

Hydraulic jack should be located as close to the bearing as possible. The foundation on which the jack is placed should be sufficiently stiff.

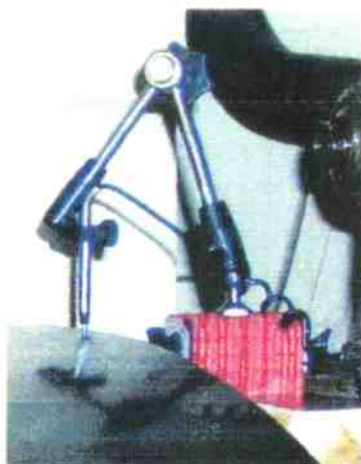
Jack-up measurement may also be used for the shaft runout verification. However, the jack-up method is not very suitable for it since the shaft rotation can be applied only in steps, one angle of rotation at the time.

INFLUENZA  
VIRATORE  
INGRANATO

When engine aftmost bearing reaction is measured, attention should be paid that the turning gear being declutched from the flywheel. If this is not ensured, bearing reactions may be incorrectly obtained as the turning gear introduces significant horizontal force, which consequently moves the crankshaft contact with the aftmost bearing sideways.

The load redistribution problem may also be related to the turning gear lock-up. The turning gear not only moves the shaft horizontally, but also locks some portion of the reaction at the contact point between gears.

**FIGURE 2**  
Digital Dial Gauge



COMPARATORI  
SVINCOLATI  
DAL SOLLEVAMENTO

The dial gauge should be anchored on the structure which is not affected by the lifting. If the structure is too flexible, the jack load can move the dial gauge anchor as well, thus resulting in erroneous readings.

When the jack-up procedure is performed, it is suggested that the displacement of the top of the shaft be controlled and the load read for each step on the dial gauge. A smoother curve may be generated by applying this procedure, which will eventually provide more accurate recalculation of the bearing reactions.

## 2.1.1 Example:

The influence coefficient matrix below is produced by ABS shaft alignment software for a five bearing system.

**TABLE 1**  
**Sample Influence Coefficient Matrix**

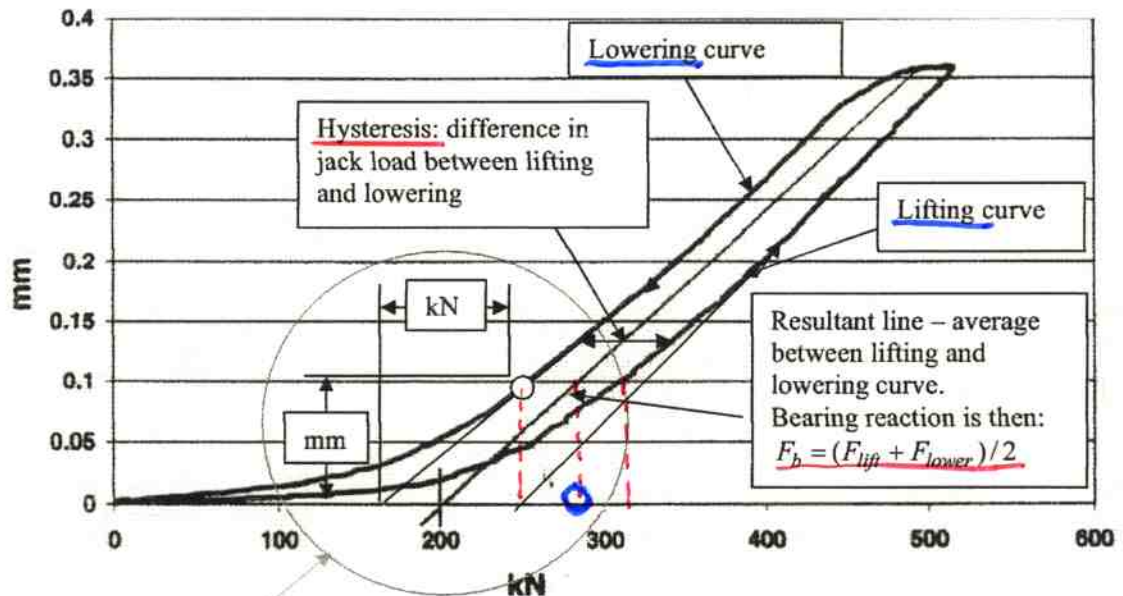
RELATIVE BEARING REACTIONS [kN] -> R[0.1-offset]-R[0=Offset]						
Due to 0.1[mm] OFFSET relative to the ZERO bearing Offset						
Node		< 7>	< 14>	< 27>	< 41>	< 46>
Supp.		1	2	3	4	5
< 7>	1	4.289	-7.896	4.768	-3.222	2.120
< 14>	2	-7.896	15.425	-11.112	9.951	-6.546
< 27>	3	4.768	-11.112	13.421	-25.421	18.858
< 41>	4	-3.222	9.951	-25.421	166.594	-250.824
< 46>	5	2.120	-6.546	18.858	-250.824	511.825

Each column provides bearing reactions corresponding to the relating bearing rise of 0.1[mm] at respective bearing (e.g. column #2 are bearing reactions to 0.1[mm] offset at bearing #2)

The rounded value in Section 5, Table 1 represents the gradient of the jack-up curve when bearing #3 is lifted.

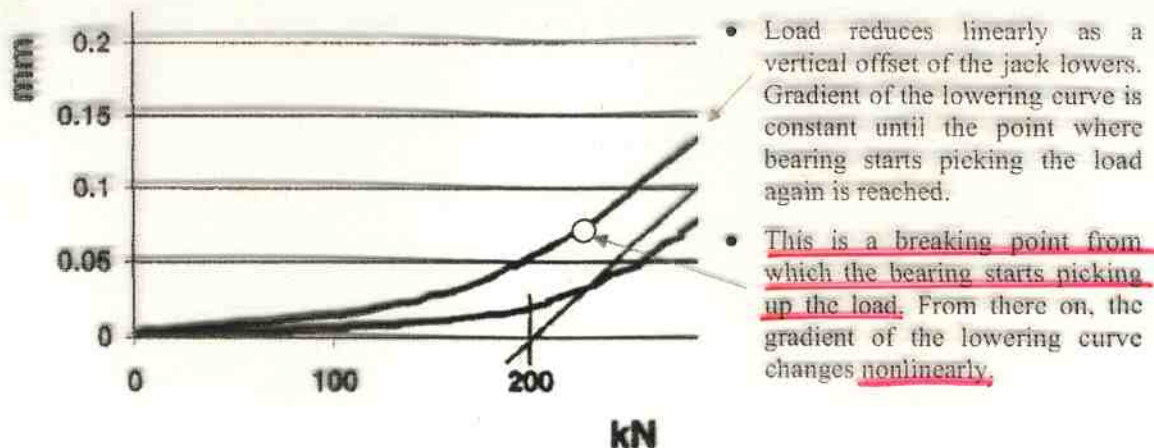
The influence coefficient matrix can also be used to verify accuracy of the jack-up procedure. The matrix is generated to provide information on reaction change due to the unit lift applied to a particular bearing. This information may also be obtained from the jack-up curve and those numbers easily compared with analytical values. However, an influence coefficient matrix generated for the location of the jacks is needed.

**FIGURE 5**  
**Jack-up Curve**



The gradient of the lifting/lowering curve is now calculated from Section 5, Figure 5 as:



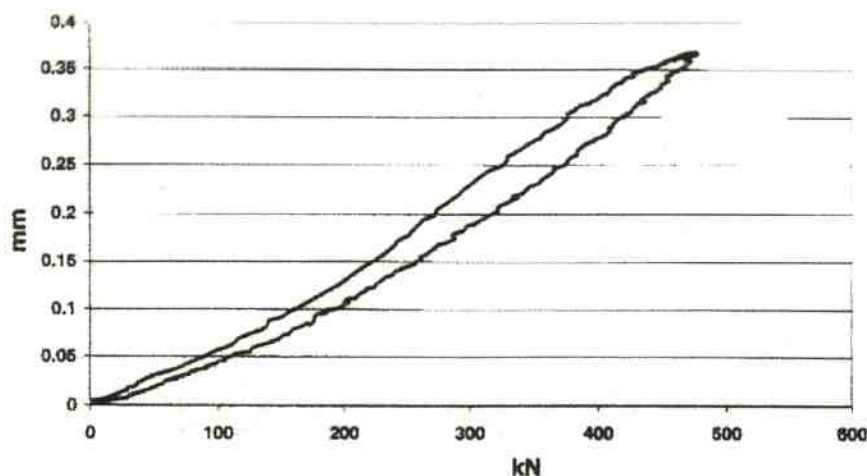


#### 2.1.4 Unloaded Bearing

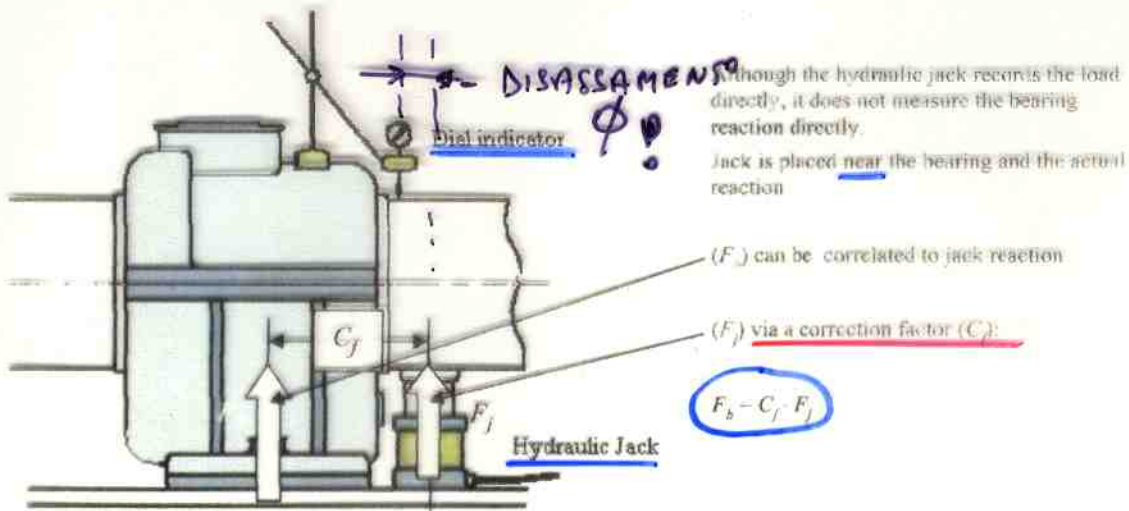
In the case that the bearing that is measured using the jack-up method is unloaded, the following pattern will be observed:

- There is no transition period of relatively low gradient.
- Jack immediately picks up the load, and the gradient of the lifting/lowering curve remains relatively constant throughout the measurement.

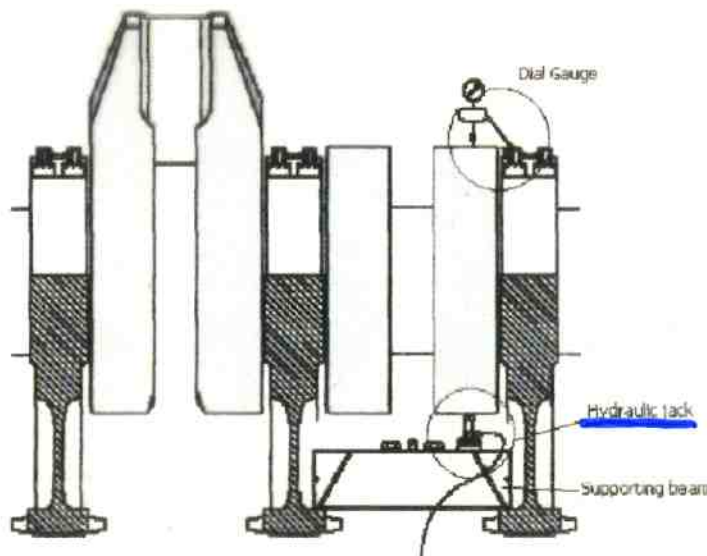
**FIGURE 6**  
**Jack-up Curve for Unloaded Bearing**



**FIGURE 3**  
**Reaction Measurement at Intermediate Shaft Bearing**



**FIGURE 4**  
**Jack-up Measurement of the Bearing Reactions Inside Diesel Engine**



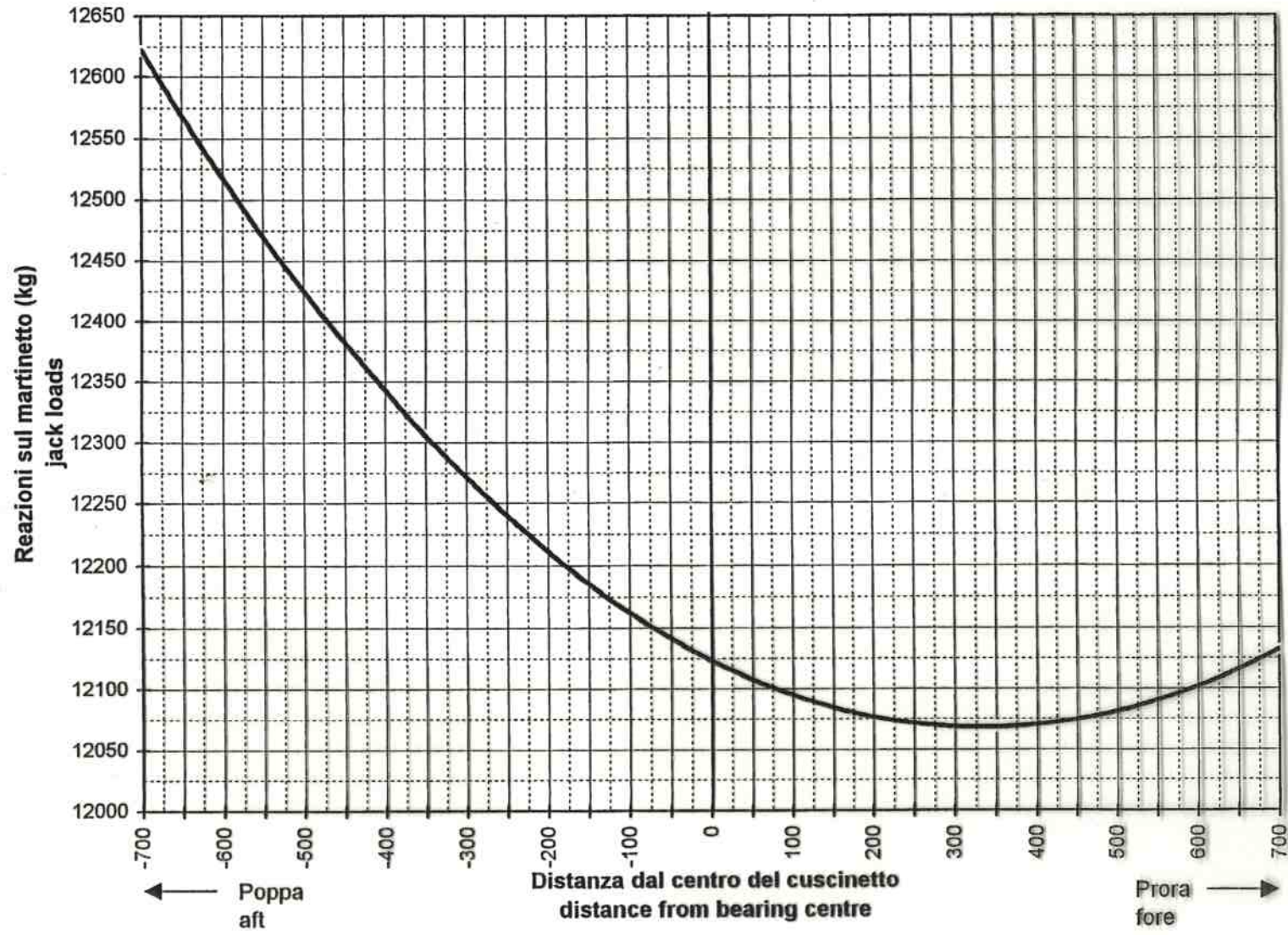
Compliance of the jack-up procedure with the analytical model can easily be verified by observing the jack-up procedure gradient. The jack-up gradient is an angle of the lifting/lowering curve. The jack-up gradient is normally expressed as change in lifting force over change in vertical offset. Gradient values are normally given as a regular output of the shaft alignment analysis.

Jack-up gradients are often called Influence Coefficient values and are presented in the form of a influence coefficient matrix.



**PESATA CUSCINETTO N° 4**  
**bearing 4 jacking - up**

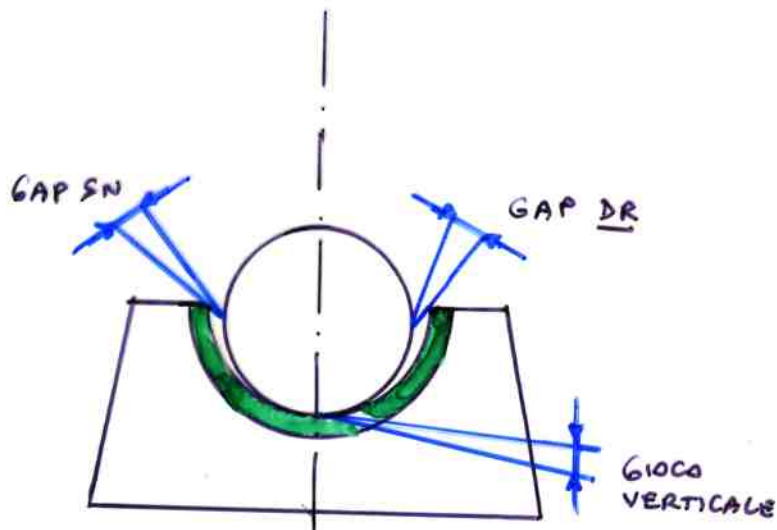
Foglio 7  
sheet



## MISURA DI DISALLINEAMENTO NEI SUPPORTI

DISALLINEAMENTO :  $\Delta$  ANGOLARE TRA GLI ASSI DELL'ALBERO E DEL CUSCINETTO

- SONO NORMALMENTE PRESENTI DISALLINEAMENTI VERTICALI E ORIZZONTALI
- SE IL SUPPORTO E' ACCESSIBILE  $\rightarrow$  SPESSIMETRI (FEELER GAUGES)
- DISALL. ORIZZONTALE : A DR E SN
- DISALL. VERTICALE : ESTREMITA' PR E PP DEL CUSCINO
- MISURE DA ESEGUIRE PIU' VOLTE SULL'ALBERO IN UN GIRO (INDIVIDUA ECCENTRICITA' ALBERO OLTRE CHE DISALLINEAMENTO)





## 10 - DISALLINEAMENTO TRA ALBERO E SUPPORTO INTERMEDIO

- SE ECCESSIVO, CONTATTO SOLO SU ORLO, DISTRUZIONE FILM IDRODINAMICO
- MISURA DELLE CLEARANCES, EVENTUALE RIZAPPOLATURA (SPESSIMETRI CON ROTAZIONE COMPLETA DELL'ALBERO)

## 11 - ECCENTRICITA' DEGLI ALBERI

ESPERIENZA  
IN GMT

- DEVE ESSERE CONTROLLATA IN CASO DI DIFFICOLTA' NEL CORSO DELLA PROCEDURA (TOLLERANZE DIMENSIONALI RISPETTATE)
- PUO' CAUSARE SBILANCIAMENTO STATICO/DINAMICO INACCETTABILE, INNESCIARE VIBRAZIONI LATERALI (WHIRLING) IMPREVISTE A PROGETTO

## 12 - EVENTUALE BOCCOLA PRODIERA ASTUCCIO

- IL SISTEMA E' PIU' RIGIDO E INTRINSECAMENTE PERICOLOSO PER DEFORMAZIONI SCAFO MAL VALUTATE E RELATIVE VARIAZIONI DI OFFSET DEI SUPPORTI.
- PUO' INFLUIRE POSITIVAMENTE SUL CONTROLLO DELLE REAZIONI DEI SUPPORTI INTERMEDI E DELLO SLOPE DELLA BOCCOLA POPPIERA

## 13 - MISURA DEL POSIZIONAMENTO VERTICALE DEI SUPPORTI

PIANO WIRE,  
LENGZA

- OFFSET PREFISSATO NEI CALCOLI PRELIMINARI E STABILITO MEDIANTE FILO, METODO DELLA LINEA OTTICA, O LASER.
- OTTICA E LASER RICHIEDONO VISIBILITA'
- IL FILO E' FORTEMENTE IMPRECISO ANCHE CON COMPARATORI PRECISI (TENSIONI, VIBRAZIONI)

## 14 - MISURA DELLO STATO DI TENSIONE SUGLI ALBERI E SUPPORTI

- LA PROCEDURA DI ALLINEAMENTO NON ALTERA DI SOLITO IN MODO APPREZZABILE LO STATO DI TENSIONE DEGLI ALBERI.
- IL CONTRIBUTO DEVE ESSERE VALUTATO SE LA SITUAZIONE DI PROGETTO E' GIA' AL LIMITE PER SOLLECITAZIONE COMBINATA DI TORSIONE / FLESSIONE E VALUTAZIONI A FATICA

- MISURE DI TENSIONE DA TAGLIO E M. FLETTENTE TRAMITE STRAIN-GAUGES
- SUI SUPPORTI, TENSIONI NON MISURABILI MA VALUTABILI PREVIA VERIFICA DELL'AREA DI CONTATTO A SEGUITO DI CEDIMENTI, ECCCESSIVO CONSUMO, SURRISCALDAMENTO.

## 15 - DEFORMAZIONI DI TRAVE SCAFO

- NORMALMENTE NON CONSIDERATE NELLA PROCEDURA
- PROBLEMI PER NAVI CON GRANDI  $\Delta$  DI DISLOCAMENTO TRA ZAVORRA E PIENO CARICO (HOGGING / SAGGING)  
(inarcata) (insellata)
- DEFORMATA ELASTICA SCAFO CALCOLABILE CON MODELLAZIONE ELEMENTI FINITI), CON IMPREVISIONI NON PREVEDIBILI PER I PROTOTIPI, MA UTILIZZABILE PER L'ALLINEAMENTO
- PROBLEMI SOPRATTUTTO POSSIBILI PER DEFORMAZIONE DELLA FONDAZIONE DEI MOTORI 2T; CON NAVE A D MAX.
- PUO' SCARICARSI UN SUPPORTO DELL'ALBERO A GOMITI (2T)
- MISURE POSSIBILI SU NAVI IN ESERCIZIO CONSIDERANDO I CASI ESTREMI DI ZAVORRA E PIENO CARICO, SU M.P. E FONDAZIONE, SU L.A.
- SI POSSONO ELABORARE CALCOLI E DEFINIRE UNA SERIE DI POSSIBILI SOLUZIONI, CON M.P. ALZATO O ABBASSATO SULLA LINEA DI RIFERIMENTO E  $> 0 <$  INFLUENZA SULLA BOCCOLA POPPIERA.
- SECONDO ABS, UNA OTTIMIZZAZIONE OTTENUTA DAL CALCOLO TENENDO CONTO DELLA DEFORMATA DI SCAFO TRA BACINO E NAVE GALLEGGIANTE PUO' CONSENTIRE DI COMPLETARE L'ALLINEAMENTO IN BACINO IN CONDIZIONI OTTIMALI DI MISURA.

IN ALCUNI CASI DI CRUISE, MISURATI CEDIMENTI "V-BRACKET" TRA BACINO SOSTENUTO, BACINO LIBERO, NAVE GALLEGGIANTE PER FISSARE SLOPE



Section 3 Shaft Alignment Procedure

The advantages and disadvantages of the system without the forward S/T bearing can be summarized as:

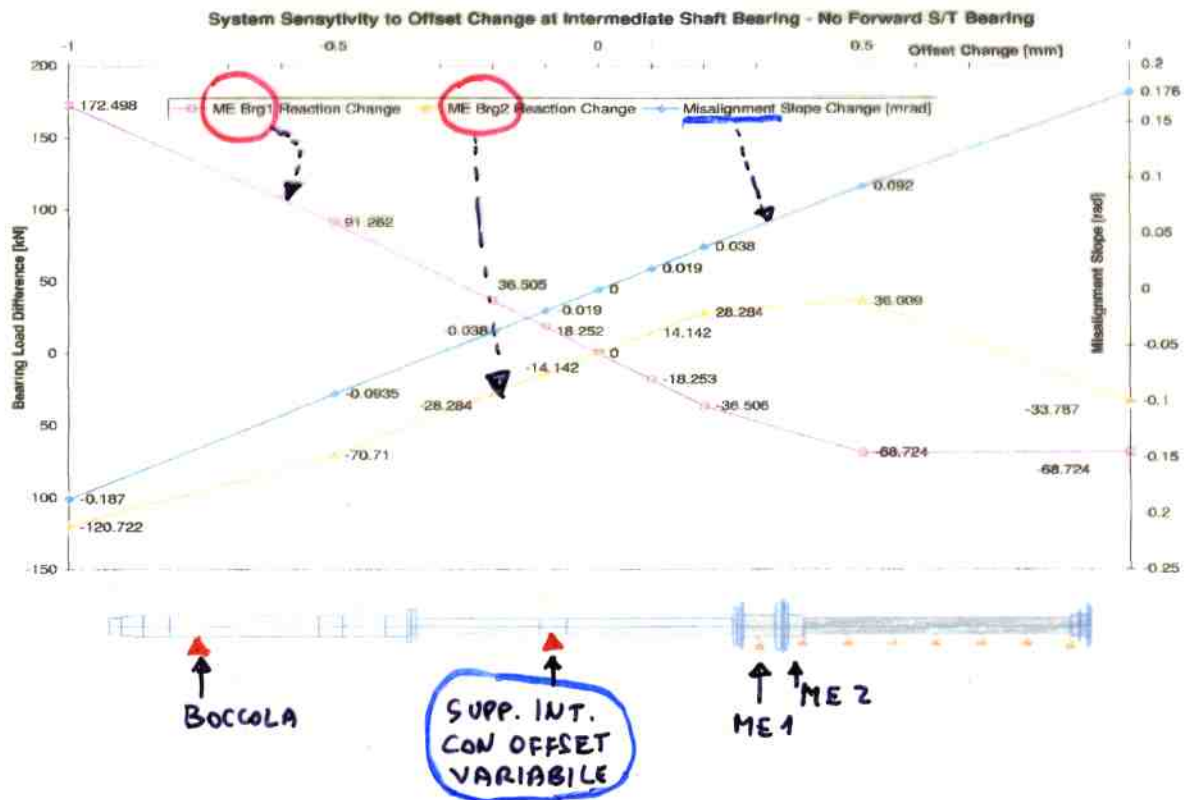
*Advantages:*

- System is more flexible, thus less susceptible to the hull deflections.
- For the same intensity of hull deflections, the bearing reactions will vary much less than in the case with forward S/T bearing, making it more difficult to unload the bearings along the shaftline (this may not be true for other than one, or maximum two aftmost M/E bearings).

*Disadvantage:*

- The misalignment angle at the after S/T bearing will be much more affected by change in the intermediate shaft bearing offset.

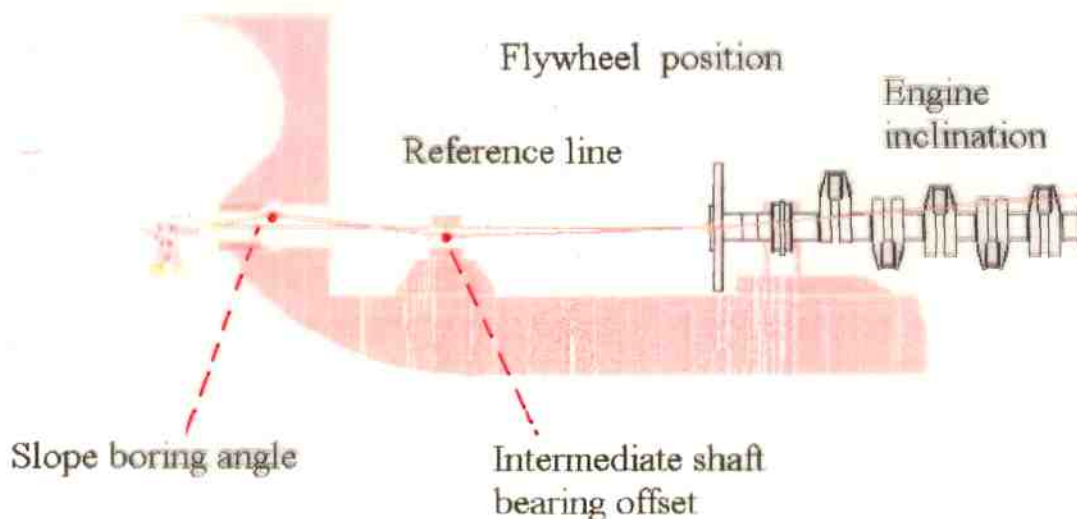
**FIGURE 11**  
**System Sensitivity to Intermediate Shaft Bearing Offset Change –**  
**without Forward Stern Tube Bearing**



### 3 Sighting Through (Boresighting)

The process of establishing the reference line is often called sighting through or bore sighting. The procedure is conducted by optical instruments (Section 3, Figure 1), laser or a piano wire (Section 3, Figure 2).

**FIGURE 1**  
Example of Optical/Laser Sighting Through



Sighting through procedure is commonly conducted as follows:

- Telescope, laser or piano wire is normally positioned in front of the after stern tube bearing.
- Reference line is defined so as to match the center line of the after stern tube bearing.
- Target points are then defined at the location of the intermediate shaft bearings, gearbox flange or main engine flange.
- Target points are offset for values corresponding to the prescribed bearing offsets for the dry dock condition.
- Shaftline bearings and gearbox or main engine are then positioned into place.
- Slope boring angles are marked. If bearing inclination is conducted instead of slope boring, the inclination angle is applied to the S/T bearing and bearing is fixed in place inclined, ready for the epoxy resin casting.

In order to prevent or minimize disturbances of the established bearing location, engine position and S/T bearing inclination, the following is required:<sup>1</sup>

- Temperature of the vessel's structure must be stable and as even as possible. For that reason, boresighting is normally conducted in early morning hours before the sunrise.
- At this point of the vessel construction, the major welding work should be completed on the stern block of the vessel. This is to prevent eventual structural deformation which may result from excessive welding.

ENFASI  
SU  
OK E COMPL.  
STRUKTUR



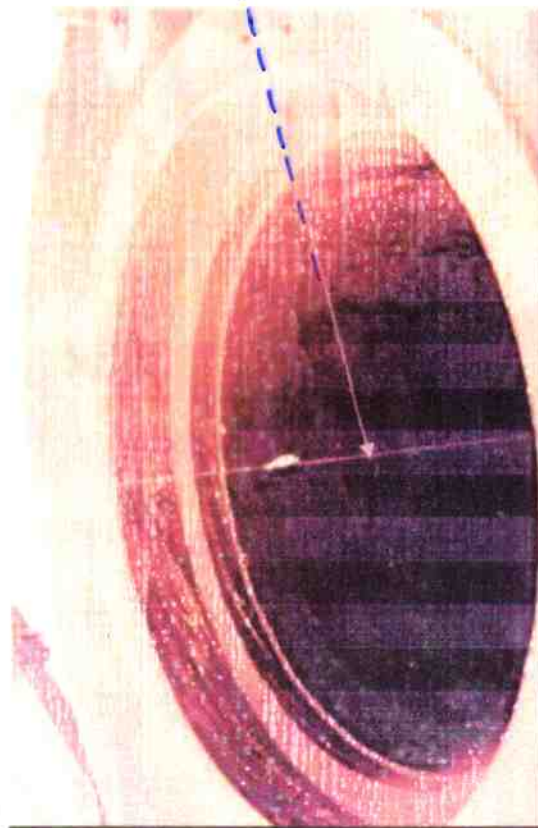
- Heavy structural parts and equipment shall be installed on the vessel (superstructure, main engine, etc.).

If the above recommendations are fully complied with, at this stage of construction, no hull deformations are expected to adversely affect the established prealignment condition. Later on, when the vessel is launched, the initial alignment is expected to be disturbed by hull girder deflections as a result of the buoyancy forces.

3.1 **Piano Wire Application** LENZA

Section 3, Figure 2 below shows a piano wire application in a "sighting through" procedure of establishing a center line of the shafting. The wire enters the aft S/T bearing from the stern (see figure below) and is pulled straight to the main engine flange.

**FIGURE 2**  
**Piano Wire Application**



Prescribed bearing offset is now applied by measuring the vertical distance from the piano wire to the location of the particular intermediate shaft bearing.

Positions of the bearings and a slope boring angle are defined using a piano wire as a reference.

When applying the prescribed displacement and slope, the theoretical data must be corrected for piano wire sagging.

INSELLAMENTO

?  
FACILE..

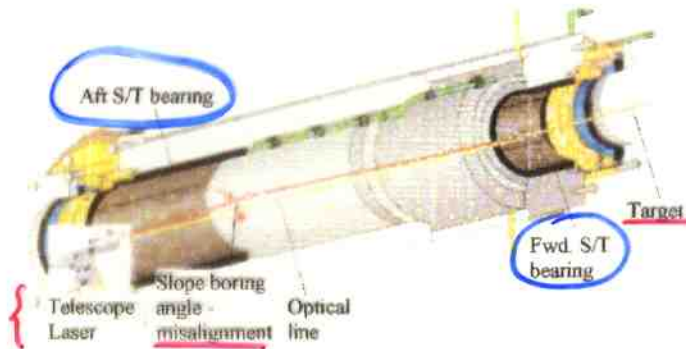
The difference between slope boring and bearing inclination is:

- i) Slope boring (Section 3, Figure 3 and Section 3, Figure 4):

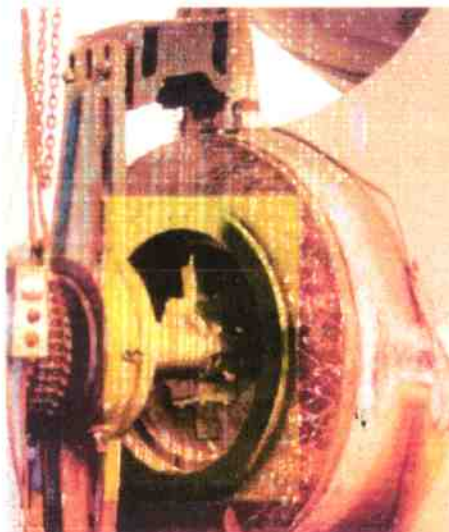
$\phi_{INT}$

Slope boring is a process where the bearing shell is machined so as to ensure that the center line of the bearing's inner bore is misaligned to the desired angle (defined by shaft alignment analysis, Section 3, Figure 3). To allow provision for slope boring, the inner bearing diameter is initially pre-machined to the smaller diameter. The special boring machine (Section 3, Figure 4) is then attached to the stern block and aligned so as to match the required misalignment angle. Machining is then conducted by boring through the bearing in several passes, if required. Multiple passes may be necessary when larger amounts of bearing material are to be taken away because of a danger of bearing material overheating, as well as to ensure required machining tolerances.

**FIGURE 3**  
**Slope Boring Arrangement**



**FIGURE 4**  
**Slope Boring Machine**



The drawbacks of the slope boring are:

- Very slow and sensitive process
- Requires specially designed equipment
- Machining precision may be reduced on lengthy bearings

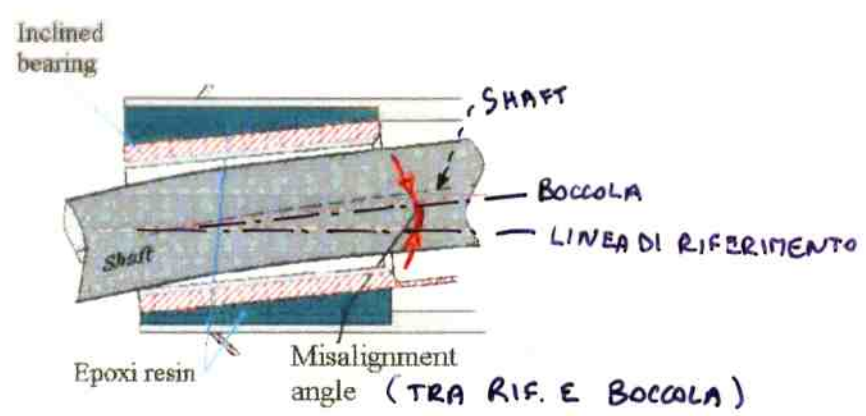
Due to the length of time for machining, which can take several days, the procedure may be affected by structural work and vibrations.

ii) Bearing inclination (Section 3, Figure 5):

Bearing inclination is another method of reduction of the misalignment angle which is becoming more and more common.

- Instead of machining the bearing after installation, the bearing is machined to its final diameter and placed inclined into the stern block.
- The bearing's casing is fixed to the stern block, not by shrink fit (as is done when slope boring is performed), but by bearing epoxy resin.
- Bearing is inclined to the required angle, fixed in place with temporary connections to the stern block.
- Epoxy resin is then cast to bond the bearing to the stern block.

FIGURE 5  
Bearing Inclination



Slope boring and bearing inclination are analytically defined. The question is for which vessel condition? Is it for ballast, laden or the dry dock? The alignment and the S/T bearing slope can be optimized only for one condition of the vessel loading (i.e., hull deflections).

Presumably, one would desire to have an optimum alignment design for laden vessel. Therefore, it would be expected that the slope is defined and machined in accordance with results obtained by shaft alignment analysis which included hull girder deflections of the fully loaded vessel. However, the optimum slope for laden vessel may not result in an acceptable bearing loading for ballast, for example. Therefore, the misalignment slope shall be a tradeoff between a desired misalignment angle for the whole spectrum of operating conditions.

SEMPRE  
CONSIDERAZIONI  
STATICHE





# SECTION 6 Hull Girder Deflections

## 1 General

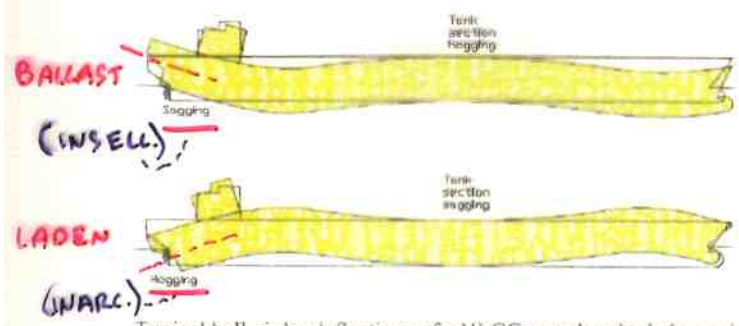
Hull girder deflections are the most significant disturbance that affects the bearing offset and, accordingly, the shaft alignment after the vessel construction. Inability to account for hull deflections may result in inappropriate alignment design with serious consequences on the life of the bearings. The problem, however, is a difficulty in predicting and evaluating the hull deflections.

The vessels known to be particularly sensitive to hull girder deflection variation are large tankers and bulk carriers. The schematic in Section 6, Figure 1 shows how these types of vessels are behaving under two extreme loading cases (ballast and laden).

ANNI '70-'80:  
- SCARSA CAPACITÀ DI CALCOLO  
- P. VVEDIMENTI SOLO EMPIRICI

↓  
\*

### FIGURE 1 Hull Girder Deflections Influence on Propulsion System



Typical hull girder deflections of a VLCC vessel under laden and ballast conditions.



Behavior of the shafting under laden and ballast conditions.

Hull deflections can be estimated:

- Analytically, or
- Defined by measurements

Both approaches are shown below in an example of a container vessel.

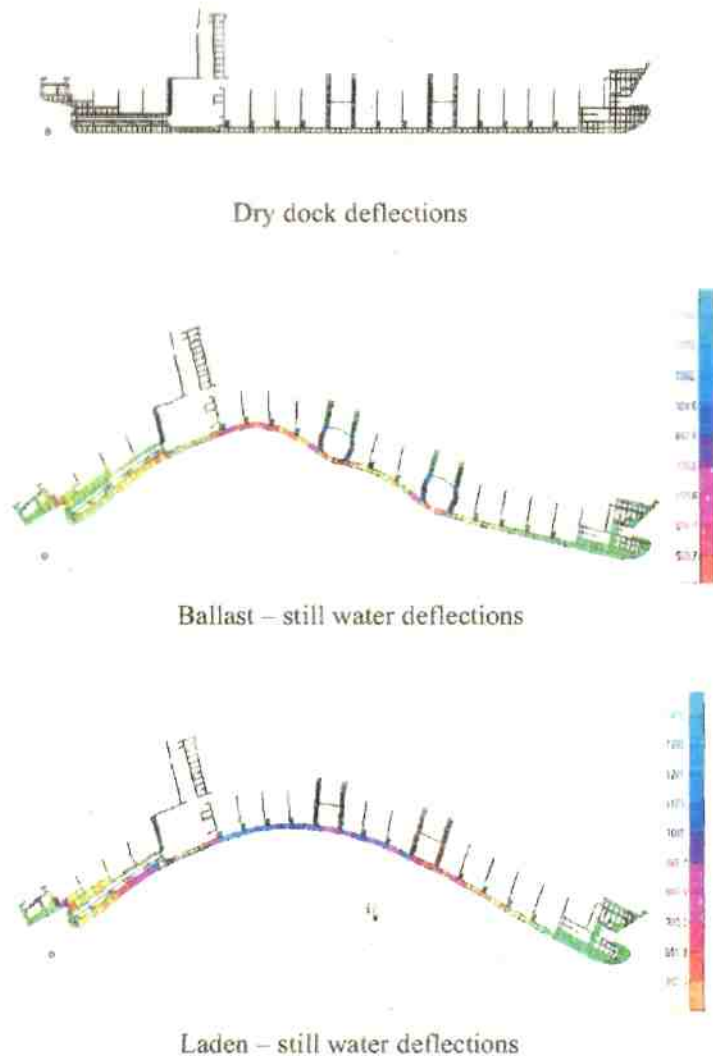
↑  
\*

RISCALDAMENTI BOCCOLA IN FASE DI 1<sup>A</sup> CRESCITA DI POTENZA IN GENERE SPARIVANO PER "ADATTAMENTO SPONTANEO" ANCHE GRAZIE ALL' UNGHIA

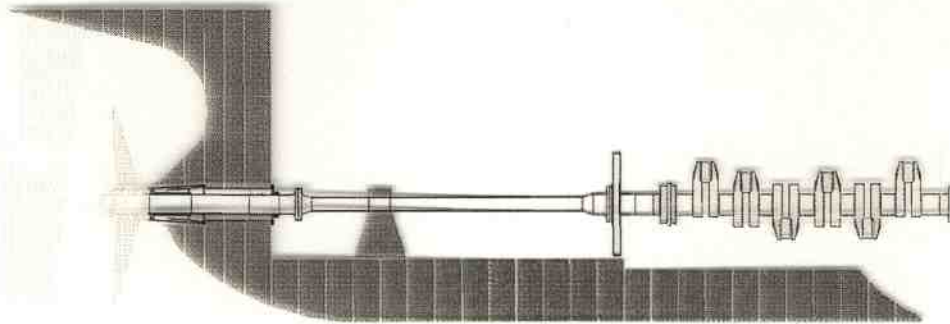
Hull deflection measurements can be conducted by investigating the bearing offset change from one vessel condition to another. For such a task, a strain gauge measurement combined with either the crankshaft deflection measurements or the M/E bearing reaction measurements should be applied. It would also be possible to consider M/E bedplate deflection measurements combined with the strain gauges if the accuracy of the readings can be trusted.

Strain gauge method is convenient because of its consistent accuracy, and the error initially introduced will be constant throughout the repeated measurements. This is important information as the primary interest is normally in investigating the change in hull deflection from one state to another (dry dock condition vs. different afloat condition – Section 6, Figure 8), and by doing so, the constant error will be eliminated. Other methods like jack-up, optical, laser and piano wire do not have this advantage of error control.

**FIGURE 8**  
**Vessel Deflections Change with Loading Condition**



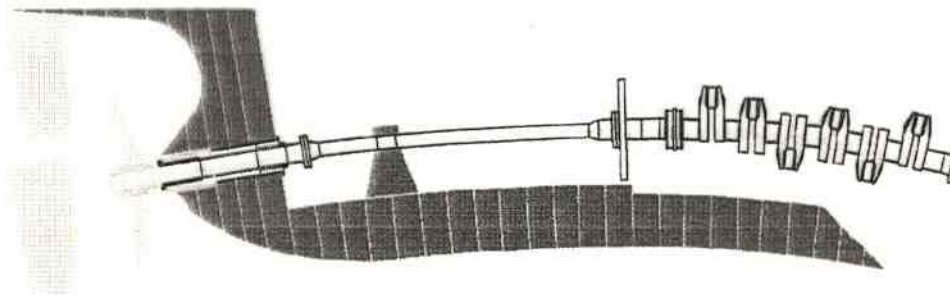
**FIGURE 19**  
Vessel in Dry Dock



In order to protect the diesel engine from damages due to a possible inadequate alignment, engine designers normally require application of the engine's bedplate sagging after vessel is afloat (Section 3, Figure 20). The bedplate sagging is supposed to rectify and diminish hull deflection influence on the engine alignment. It is primarily meant to cancel out deflections which occur while the vessel is afloat, and further reduces the influence of the hull's hogging as the vessel gets loaded.

CONTRODEFORMAZIONE  
DELLA FONDAZIONE  
DA BACINO  
A GALLEGGIANTE

**FIGURE 20**  
Vessel Waterborne – Hull Deflections Affect the Propulsion



However, this correction, applied to the engine after the vessel is afloat, results in an inconsistent alignment procedure (Section 3, Figure 21). The established dry dock reference line is now changed only in the section below the main engine (M/E). The rest of the propulsion system remains affected by the hull deflections. The shafting and the engine are now aligned to the different base lines (one which is known initially is defined in the dry dock, and the other one, essentially unknown, is established for engine realignment and bedplate sagging after the vessel is launched). The consequence is the shafting affected by hull deflections on one side, and the M/E on the other side rectified for the even keel condition.



## C - PROCEDURE DI PROGETTAZIONE E VERIFICA L.A.

### STATO DELL'ARTE IN F/C - MC

NEGLI ULTIMI ANNI :

- AM. PIÙ COMPLESSI E POTENTI (ANCHE SE CON  $> M_{EICA}$  E  $< M_T$ )
- STORIA DI AVARIE IMPORTANTI
- INTERVENTI DEI REGISTRI : IMPLEMENTAZIONE REGOLAMENTI, OFFERTA DI KNOW-HOW

- NECESSITÀ DI STANDARDIZZARE E VALIDARE LE PROCEDURE A LIVELLO AZIENDALE

- ESISTONO PROCEDURE PARZIALI CONTROLLATE E BEN DOCUMENTATE. CIRCOLAZIONE ?

- NUOVE RICHIESTE FONDAMENTALI DEI REGISTRI:

• CONTROLLO DIMENSIONAMENTO L.A. A FATICA ALMENO CON COSIDETTO METODO SEMPLIFICATO

• CONTROLLO ALLINEAMENTO NON SOLTANTO STATICO MA DINAMICO CON SISTEMA IDRODINAMICO ELICA E VERIFICHE A VIBRAZIONE

→ NB : CON OGNI EVIDENZA LIMITAZIONE A NAVE IN ROTTA RETTILINEA

- DIMENSIONAMENTI : A REGISTRO + EVENTUALI RICHIESTE A SPECIFICA NAVE.

- VERIFICA A FATICA SECONDA NORME MILITARI (FAITORE SIC.  $\geq 2$ )

- COMPOSIZIONE TENSIONE STATICA + ALTERNATA DA ALBERO ROTANTE

1- LINEE GUIDA : ELICA IMMERSA, DEFORMAZIONI SCAFO TRASCURABILI

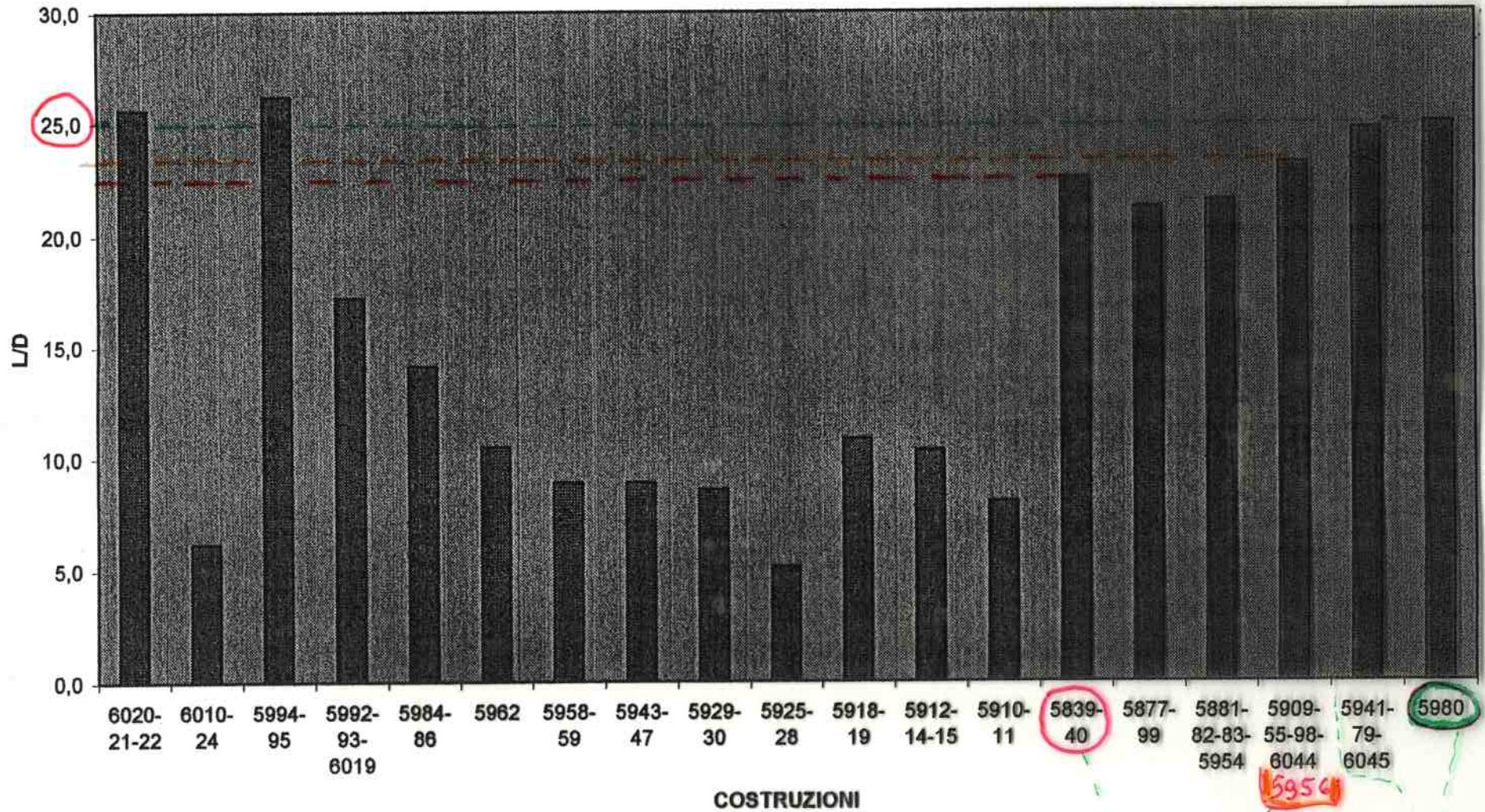
- L MAX PARTA ELICA : ALBERI CAVI 22,5 m  
" PIENI 25 m

- L INTERMEDI : 5 ÷ 8 m

- DISTANZA TRA SUPPORTI ALB. INTERMEDI :  $\phi \times (10 \div 16)$
  - DISTANZA TRA BOCCOLA POPPIERA (BRACCIO A V) E  
 PRODIERA FUORUSCITA (ASTUCCIO) : MAX. 24 (V. DIAGR. P. 48)
  - L PORTATA BOCCOLA PP :  $2 \phi$  (MIN  $1,5 \phi$ )
  - L " " PR :  $1 \phi$
  - L " SUPPORTI INTERMEDI : DOPO ALL. PRELIMINARE
- ESECUZIONE DI DISEGNO PRELIMINARE DI SISTEMAZIONE L.A. PER ALLINEAMENTO PRELIMINARE, TORSIONALI, APPROVVIGIONAMENTO, SVILUPPO STRUTTURE / FUSIONI, VERIFICHE PIANO DI COSTRUZIONE / APPENDICI.
- NUMERO, POSIZIONE E CARICHI SUPPORTI : DATA BASE E CAPACITA' TECNICA, VALUTAZIONE DI PIU' POSSIBILI SOLUZIONI, UTILIZZO DEGLI ATTUALI MEZZI DI CALCOLO DISPONIBILI
- CARICHI :
- $6 \div 8 \text{ KG/cm}^2$  PER SUPPORTI ALBERI INTERMEDI
  - MAX. 5 " " BOCCOLE LUBR. AD OLIO CON  $L = 1,5 \phi$
  - MAX 3.5 " " " " " ACQUA
  - RISPETTO DEI LIMITI DEI FORNITORI PER CARICHI MAX. (M, T) SU FLANGE ACCOPPIAMENTO MOTORI E RIDUTTORI
- ESECUZIONE CALCOLI PRELIMINARI ALLINEAMENTO - TORSIONALI - LATERALI - ASSIALI, ALL' ESTERNO O ALL' INTERNO F/C.
- DISPONIBILI PROTOCOLLI DI CALCOLO PER :
- $\phi$  MINIMI REGOLAMENTARI, SPESSORI FLANGE,  $\phi$  BULLONI
  - FATTORE DI SICUREZZA A FATICA CON ECCENTRICITA' DI SPINTA
  - CALETTAMENTO ELICA A PALE FISSE (AVANZAMENTO, PRESSIONI, SPINTE)



# RAPPORTO CAMPATA / DIAMETRO ASSE PORTAELICA



PROGETTISTA 1

PROGETTISTA 2



## FATTORI DI SICUREZZA ALBERI PORTAELICA SECONDO DDS 243-1

NUMERO DI COSTRUZIONE	ENTE DI CALCOLO	THR KN	THR. ecc. mm.	Ks (con Alfa=1,2)	Ks (con Alfa=1,0)	THR. ecc. (max) mm.	Ks (LIMITE) (con Alfa=1,2)	Ks (LIMITE) (con Alfa=1,0)
<u>5839/40</u>	TR/ARC	772,5	285	<u>2,24</u>	<u>2,44</u>	400	<u>2,04</u>	2,21
5881/82/83/5954	TR/ARC	823,5	302	1,91	2,06	400	1,77	1,90
5909/55/98/6044	TR/ARC	916,6	280	2,12	2,31	400	1,92	2,08
5941/79/6045	TR/ARC	1331,2	328	1,52	1,63	-	-	-
=	KAMEWA (*)	1087,0	366	1,55	1,67	400	1,52	1,64
<u>5980</u>	TR/ARC	1134,0	330	<u>1,64</u>	<u>1,77</u>	-	-	-
=	KAMEWA	919,0	399	1,65	1,78	-	-	-
=	KAMEWA (*)	1072,5	320	1,67	1,81	400	1,58	1,71
5956	TR/ARC	1249,8	343	1,86	2,01	400	1,78	1,92
5989/90	TR/ARC	1115,4	199	2,06	2,25	400	1,77	1,91
6035/36	TR/ARC	841,7	350	2,19	2,38	-	-	-
=	KAMEWA (*)	834,0	340	2,21	2,40	400	2,12	2,30

THR = VALORE DELLA SPINTA DELL' ELICA

THR. ecc. = VALORE DELLA RISULTANTE DI ECCENTRICITA' DI SPINTA DELL' ELICA

Ks = FATTORE DI SICUREZZA (>2.0)

ALFA = COEFFICIENTE DI MAGGIORAZIONE DEL MOMENTO TORCENTE

Ks (LIMITE) = FATTORE DI SICUREZZA CALCOLATO CON ECCENTRICITA' DI SPINTA MASSIMA PARI A 400 mm.

↓  
IN MOLTI CASI << DEL CRITERIO ATTUALE (Ks > 2)

Costruzione XXX					
ELEMENTI	SIMBOLI	UNITA' DI MISURA	ESPRESSIONE	DATI	CALCOLO
Potenza nominale	N1	kW		13000	
Rendimento riduttore	ETA			1	
Potenza trasmessa	N	CV	$N1 \times \text{ETA} \times 1,36$		17680
Numero di giri asse	n	rpm		130	
Momento torcente	Mt1	kgm	$716,2 \times (N/n)$		97403
Coefficiente di maggiorazione	ALFA			1,20	
Momento torcente di proporzionamento	Mt	kgm	$Mt1 \times (\text{ALFA})$		116884
Spinta dell'elica	S	kg		85050	
Diametro esterno	D	mm		565	
Diametro interno	d	mm		125	
Area della Sezione	A	mmq	$(3,14/4) \times (D^2 - d^2)$		238447
Sollecitazione di torsione	TAU	kg/mmq	$5,1 \times (Mt \times D / (D^4 - d^4)) \times 1000$		3,313
Sollecitazione di compressione	SIGMA	kg/mmq	S/A		0,357
Sollecitazione ideale statica	SIGMAis	kg/mmq	$[(\text{SIGMA})^2 + 4 \times (\text{TAU})^2]^{1/2}$		6,636
Peso elica + parte albero a sbalzo	Wp	kg	$17120 + 1427$	18547	
Braccio sbalzo	Lp	m		1,746	
Momento flettente dovuto a peso elica	Mg	kgm	$Wp \times Lp$		32374
Eccentricità di spinta	EPSILON	m	$x_e = 0,335 \quad y_e = -0,059$	0,340	
Momento flettente dovuto all'eccentricità di spinta	Mfg	kgm	$S \times (\text{EPSILON})$		28917
Momento flettente totale	Mf	kgm	$Mg + Mfg$		61291
Sollecitazione alternata di flessione	SIGMAfa	kg/mmq	$10,2 \times Mf \times D \times 1000 / (D^4 - d^4)$		3,474
Coefficiente di sollecitazione tangenziale	Ct			0,10	
Sollecitazione alternata tangenziale	TAUa	kg/mmq	$Ct \times (\text{TAU})$		0,331
Fattore di concentrazione sollecitazione a momento flettente	Kf			2,30	
Fattore di concentrazione sollecitazione a torsione	Kt			1,35	
Sollecitazione risultante alternata	SIGMAia	kg/mmq	$[(Kf \times (\text{SIGMAfa})^2 + 2 \times Kt \times (\text{TAUa})^2]^{1/2}$		8,010
Materiale albero			C40		
Carico di rottura	R	kg/mmq		61,2	
Carico di snervamento	Sn	kg/mmq		30,6	
Limite a fatica flessionale rotante	Lf	kg/mmq		34,0	
Fattore di sicurezza	Ks > 2		$1 / [((\text{SIGMAis}) / \text{Sn}) + ((\text{SIGMAia}) / \text{Lf})]$		2,210



**ECCENTRICITA' DI SPINTA**

NUMERO DI	ENTE DI	My	Mx	Th	bx	by	bt
COSTRUZIONE	CALCOLO	KN*m.	KN*m.	KN	mm.	mm.	mm.
5839/40	TR/ARC	93,6	199,3	772,5	121	258	285
5881/82/83/5954	TR/ARC	224,6	106,9	823,5	273	130	302
5909/55/98/6044	TR/ARC	100,9	236,1	916,6	110	258	280
5941/79/6045	TR/ARC	249,5	358,8	1331,2	187	270	328
=	KAMEWA	397,8	18,1	1087,0	366	17	366
5980	TR/ARC	331,1	174,3	1134,0	292	154	330
=	KAMEWA	355,0	-93,0	919,0	386	-101	399
=	KAMEWA	337,5	-60,0	1072,5	315	-56	320
5956	TR/ARC	195,6	382,0	1249,8	157	306	343
5989/90	TR/ARC	74,6	209,1	1115,4	67	187	199
6035/36	TR/ARC	257,5	143,9	841,7	306	171	350
=	KAMEWA	279,0	-49,0	834,0	335	-59	340
6059/60	KAMEWA	445,9	-81,8	1446,0	308	-57	314
6065/66	LIPS-BV	298,8	54,0	1200,0	249	45	253
6069/70 (L)	LIPS-BV	408,4	-28,3	1177,0	347	-24	348
6069/70 (K)	KAMEWA	360,8	-66,20	1170,0	308	-57	314
6053/54 (K)	KAMEWA	31,9	125,95	700,0	46	180	186

My = MOMENTO ATTORNO ALL'ASSE VERTICALE

Mx = MOMENTO ATTORNO ALL'ASSE ORIZZONTALE

Th = SPINTA DELL'ELICA

bx = BRACCIO ORIZZONTALE

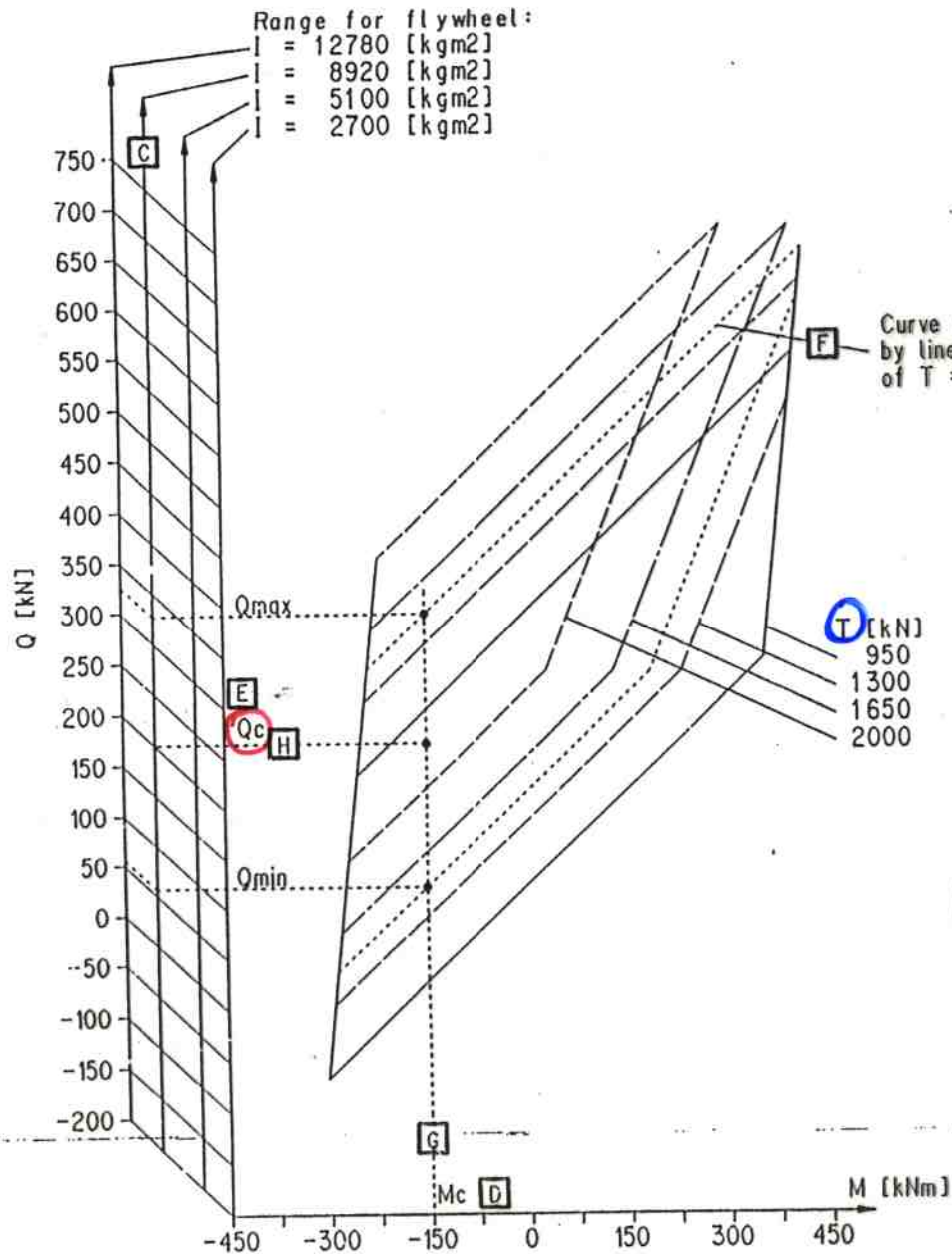
by = BRACCIO VERTICALE

bt = BRACCIO RISULTANTE

<b>AXIAL VIBRATIONS CALCULATION</b>			
( Lloyd's Register of Shipping - Part 5, Chapter 8, Section 3 )			
<b>HULL XXXX</b>			
Dry mass of propeller, in kg	M =	12430	kg
Number of propeller blades	N =	4	
Density of shaft material, in kg/mm <sup>3</sup>	G =	7,85E-06	kg/mm <sup>3</sup>
Modulus of elasticity of shaft material, in N/mm <sup>2</sup>	E =	206000	N/mm <sup>2</sup>
Length of shaft line between propeller and thrust bearing, in mm	l =	13065	mm
Equivalent diameter of shaft, taken as an average over length l, in mm	D =	445	mm
Internal diameter of shaft, in mm	d =	0	mm
Mass of shaft line considered, in kg	m =	15951	kg
* <u>Estimated stiffness at thrust block bearing, in N/m</u>	k =	7,00E+08	N/m
	A =	1,2833	
	Me =	40811	kg
	a =	4799877	(c/min) <sup>2</sup>
	b =	1564281	(c/min) <sup>2</sup>
Critical frequency	Fc =	1064,5	c/min
First propeller blade resonance speed	Rs =	266,1	rpm

\* CEDIMENTI SU CRUISE PER INSUFFICIENTE RIGIDITA'  
FONDAZIONE REGGISPINTA.





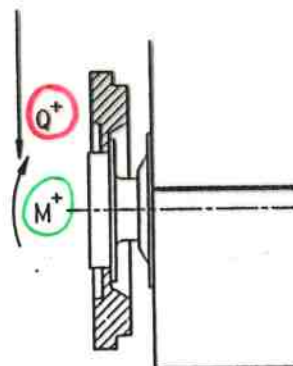
- Q [kN] = shear force at the aft end engine flange
- M [kNm] = bending moment at the aft end engine flange
- I [kgm<sup>2</sup>] = moment of inertia of flywheel
- T [kN] = propeller thrust at CMCR  
or according to following formula:  
 $T = 1.46 \cdot P/v$  where P [kW] = engine power at CMCR  
v [knots] = ship's speed at CMCR
- Qc [kN] = calculated shear force according to shafting calculation
- Mc [kNm] = calculated bending moment according to shafting calculation

Qc must be within the allowable loading range  $Q_{min} < Q_c < Q_{max}$ , see example

Example:

- A Engine power at CMCR P = 15000 [kW]
- B Ship's speed at CMCR v = 15 [knots]
- C Flywheel I = 8920 [kgm<sup>2</sup>]
- D Mc = -150 [kNm]
- E Qc = 200 [kN]

- A, B => F T = 1460 [kN]
- D => vertical line G
- C, E => horizontal line H
- C, F, G =>  $Q_{min} = 55$  [kN]  
 $Q_{max} = 325$  [kN]
- E => Qc is within range  $Q_{min} < Q_c < Q_{max}$



SURFACE PROTECTION SEE GROUP 0344  
 GENERAL TOLERANCES ACCORDING TO ISO/2768-n

New Sulzer Diesel (NSD) retains all rights to this drawing. By issuing this drawing, NSD does not warrant that the information is correct for any purpose other than the one for which it was intended. No responsibility is accepted for any error or omission in any construction, fabrication or testing of any other purpose not covered in any drawing. In case of modification, the manufacturer will be liable for the drawing.		Modifications / Free notes for U.C.	
7-23.943/27.08.96		Number Date Number Date Number Date Number Date	
Q-Code	XXXXXX	Substitute for	Scale
Engine type	7-8RT62U	Version	
Design group	0305	ISO JIS	3-107.298.247
SURFACE PROTECTION SEE GROUP 0344 GENERAL TOLERANCES ACCORDING TO ISO/2768-n		Drawn: D. Bommer 27.08.96 D. Bommer 27.08.96	
CAD H		New Sulzer Diesel	

- CALETTAMENTO BOCCALE E SOLLECITAZIONI RELATIVE
- ZAPPOLATURA CON RESINE SINTETICHE
- MOMENTO MINIMO DI SPUNTO DEL VIRATORE
- FREQUENZA ASSIALE CRITICA DI 1° ORDINE SECONDO LRS
- BLOCCO DI UNA L.A. CON L'ALTRA IN MOTO

## - DISEGNO ESECUTIVO DETAGLIATO DELLA L.A. SOGGETTO A:

- ELICA DEFINITIVA
  - ALLINEAMENTO DEFINITIVO CON DISEGNO + NOTE TECNICHE, INCLINAZIONE / ECCENTRICITÀ SUPPORTI, ISTRUZIONI GAP & SAG
- APPROVAZIONI

— • —

## 2- ALLINEAMENTO STATICO

- TRAVE CONTINUA CON PIÙ APPOGGI E SOLO PESO PROPRIO, FORZE / REAZIONI CONCENTRATE → MODELLAZIONE
- RETTA TEORICA DI RIFERIMENTO
- RISULTATI : REAZIONI, DEFORMATE ELASTICHE, F/M, TENSIONI,

### COEFF. DI INFLUENZA:

$C_{ij}$  :  $\Delta$  CARICO SU SUPPORTO  $J$  PER MOVIMENTO VERTICALE UNITARIO DEL SUPPORTO  $I$

- SCOPO : REAZIONI / PRESSIONI CONTROLLATE, SOLLECITAZIONI LIMITATE, OFFSET AFFIDABILE DEI SUPPORTI
- DISALLINEAMENTO VERTICALE PORTAELICA / BOCCOLA : MAX  $0,3 \text{ mm/m} \rightarrow$  SLOPE SE  $>$
- PUNTO TEORICO DI APPOGGIO TRA  $0,5$  E  $1 \phi$  DA ORLO POPPIERO, VERIFICA INTERMEDIA CON TECNICA DOPPIO APPOGGIO ALLE ESTREMITÀ.
- CONTROLLO DELLO SQUILIBRIO TRA LE REAZIONI SUI SUPPORTI RUOTA LENTA DEL RIDUTTORE ( $< 10 \div 15\%$  A CALDO)





## 2.2 Riduttore:

Per quanto riguarda il riduttore, è necessario garantire l'equilibrio delle reazioni sui due supporti della ruota lenta, dato che da esso dipende la bontà del contatto denti fra la ruota lenta stessa ed i pignoni, e quindi l'affidabilità del macchinario stesso. La differenza non deve essere maggiore del 10-15% durante il normale funzionamento (a caldo). A questo scopo il riduttore deve essere opportunamente posizionato a freddo tenendo conto di quale sarà il successivo innalzamento termico del macchinario. Deve essere calcolata accuratamente, compatibilmente con i problemi di sistemazione a bordo, anche la posizione del cuscinetto intermedio più vicino al riduttore. Bisogna infatti garantire una sufficiente elasticità del sistema, in maniera che il coefficiente di influenza del cuscinetto sul riduttore non sia troppo grande. In pratica bisogna evitare che piccole variazioni dell'offset del cuscinetto sul piano verticale non portino a grosse variazioni di carico sui due supporti della ruota lenta con conseguente "squilibrio" del sistema.

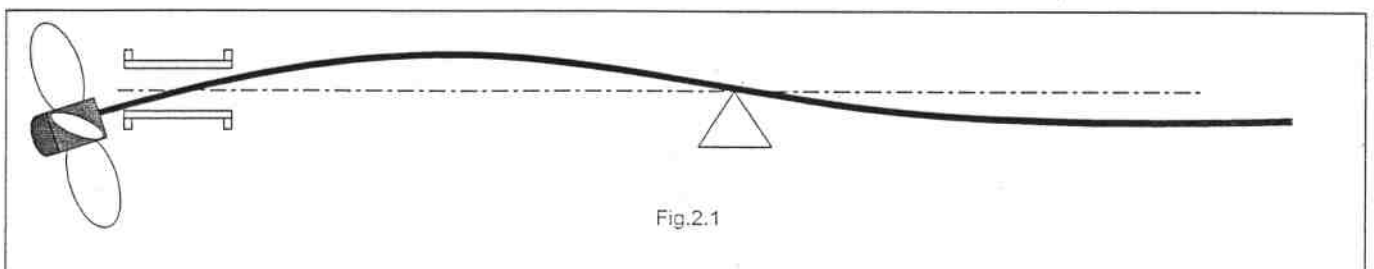
## 2.3 Boccola poppiera:

La boccola poppiera, cioè quella inserita nel braccetto portaelica, è il supporto soggetto al maggior carico dovendo sopportare il peso dell'elica e le sollecitazioni da essa indotte oltre a quello di una porzione di asse.

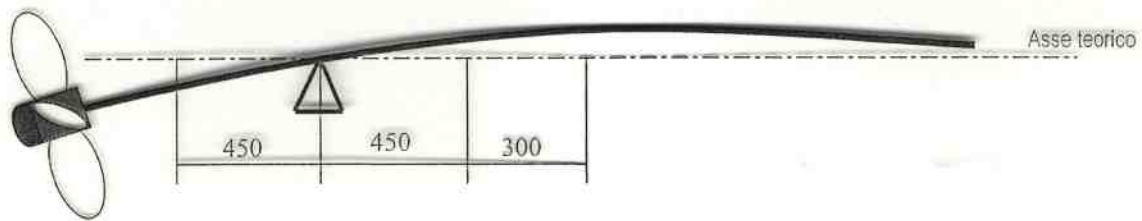
Per questo motivo i regolamenti dei Registri di Classifica prevedono per questo supporto una lunghezza minima pari a 2 volte il diametro dell'asse portaelica, oppure inferiore (minimo 1,5 volte) se la pressione specifica calcolata sull'area proiettata non supera i  $0.8 \text{ N/mm}^2$ . La nostra procedura interna del sistema qualità prevede invece un valore max di  $0.5 \text{ N/mm}^2$ , valore cautelativo basato sulla nostra esperienza nel campo.

Nell'utilizzare il software di calcolo, le reazioni vincolari si assumono come concentrate nella mezzeria del supporto (cuscinetto o boccola), quando questo ha un rapporto lunghezza/diametro inferiore a 2.

Per quanto riguarda la boccola poppiera, questa assunzione risulterebbe errata, data la lunghezza del supporto stesso e l'influenza della massa dell'elica a sbalzo che fa spostare verso poppa il punto di appoggio dell'asse sulla boccola stessa (Fig. 2.1)







Estratto da output del programma Align :

Modello boccola

	DISTANCE [m]	DEFLECTION [mm]	SLOPE [rad]	LOAD [N]
Estremità poppiera	2.087	-.301	.7113E-03	
Punto di supporto	2.537	.000	.6112E-03	324000
Boccola	2.987	.249	.5033E-03	
Estremità prodiera	3.287	.389	.4400E-03	

Fig. 2.3

La reazione del supporto, dovuta al peso dell' elica + una porzione di asse, è di circa 33 t. L'influenza della massa dell'elica si fa notare soprattutto nella zona poppiera della boccola dove lo slope è di  $0.7e^{-3}$  rad ( $0.7$  mm/m). Per vederne gli effetti sostituiamo l'appoggio teorico con 2 supporti posti alle 2 estremità poppiera e prodiera della boccola (Fig. 2.4) e rilanciamo il programma :

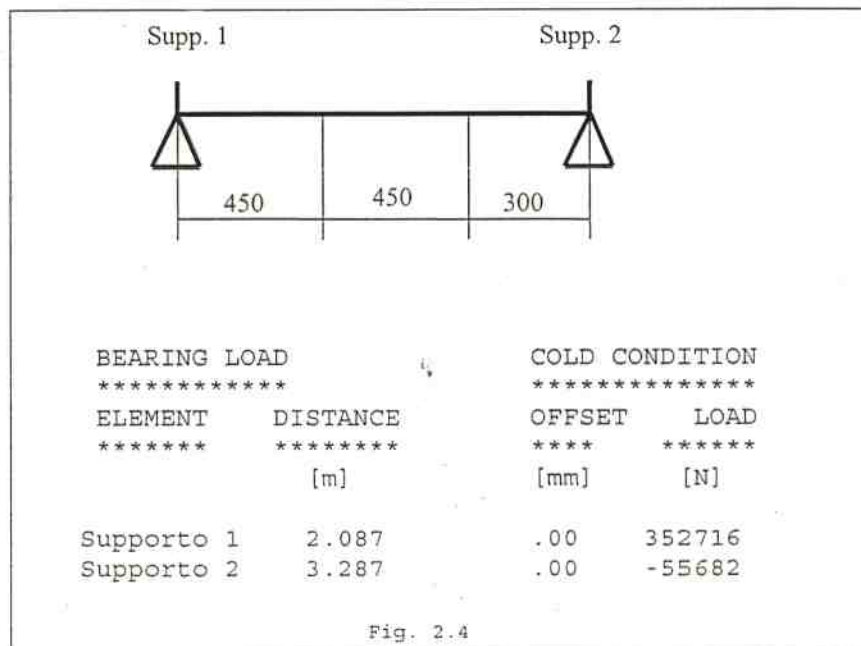


Fig. 2.4

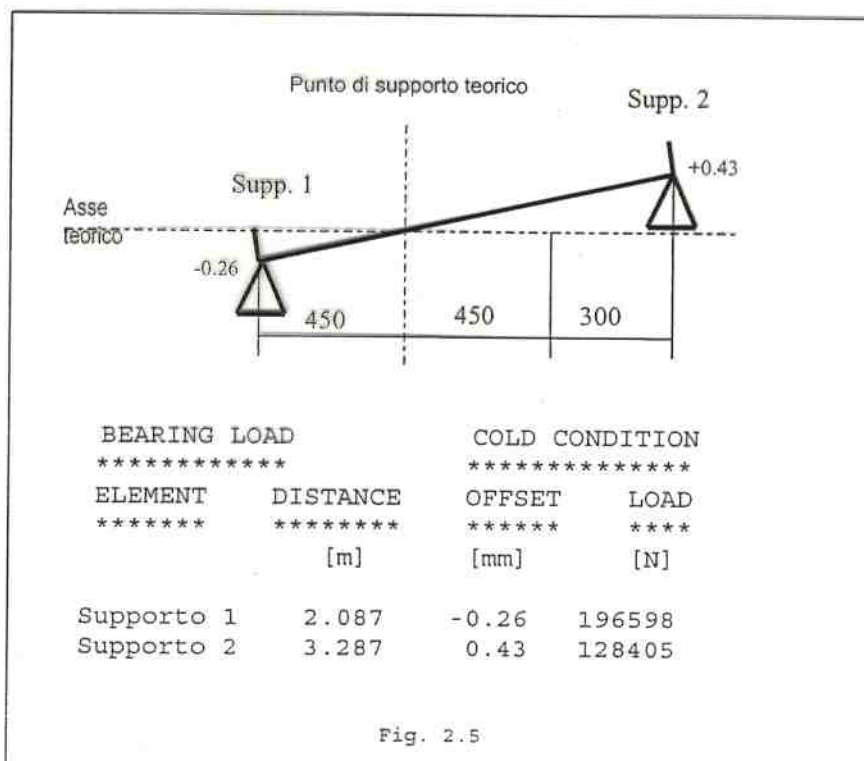
Come si evince dalle reazioni dei supporti 1 e 2 tutto il peso va a scaricarsi nella zona poppiera della boccola. L'area di contatto sarà quindi notevolmente inferiore e

conseguentemente la pressione specifica aumenterà. E' probabile quindi il superamento dei valori di specifica del cuscinetto, con deformazioni locali, difficoltà della creazione del film d'olio e conseguente danneggiamento del supporto stesso.

Per aumentare la superficie di contatto è necessario quindi fare in modo che l'inclinazione della boccia sul piano verticale si avvicini a quella dell'albero portaelica.

Nell'esempio in questione, dopo varie prove è stata scelta un'inclinazione di 0.575 mm/m.

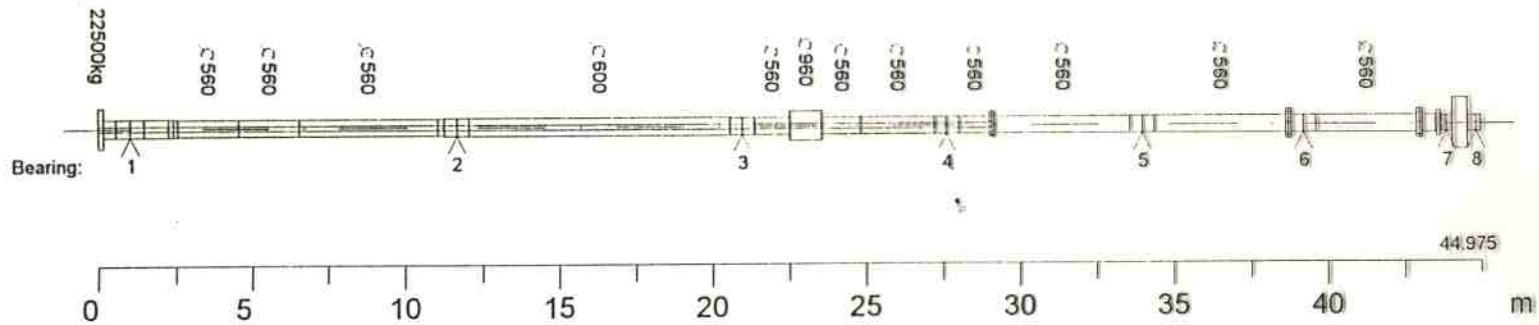
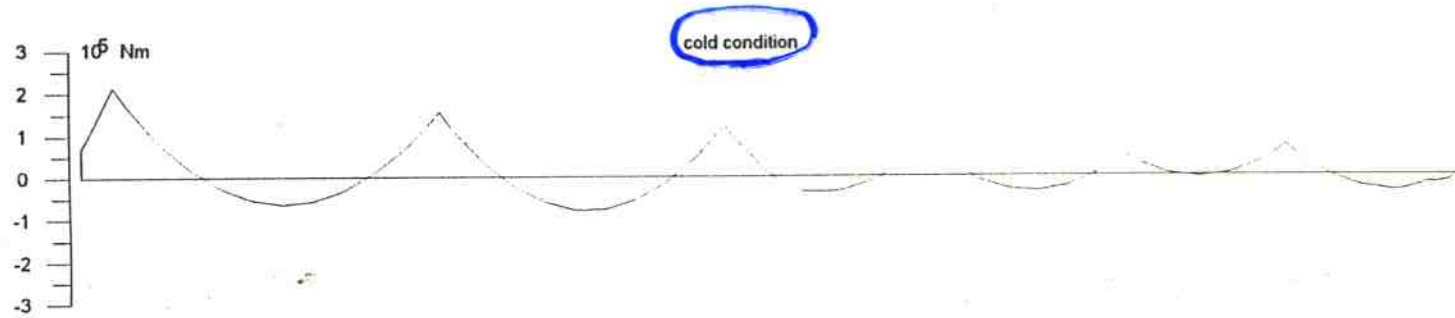
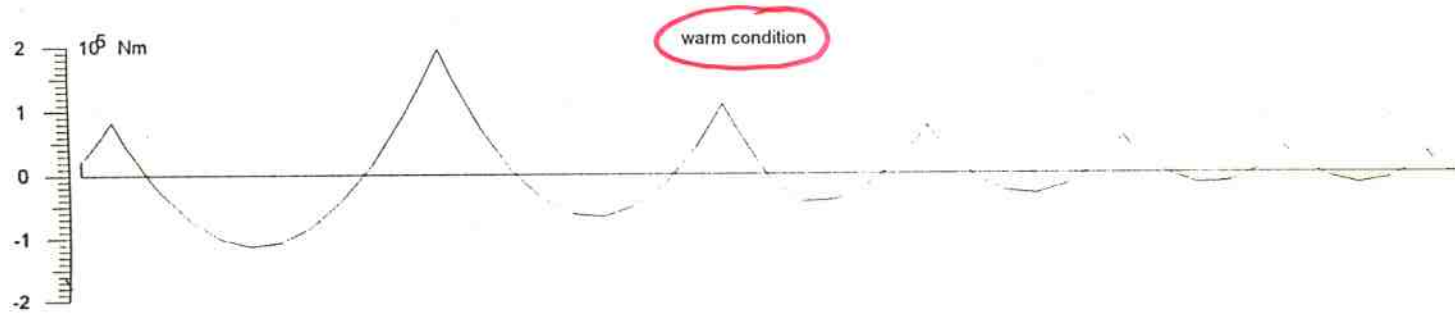
Per simulare l'inclinazione del supporto con il programma di allineamento, utilizziamo il calcolo precedente ponendo i 2 punti di supporto in modo tale da ottenere l'inclinazione desiderata (fig. 2.5).



Con questo valore di inclinazione si è ottenuto lo scopo di distribuire il carico sulla boccia, ~ 60% a poppa e 40% a prua, valori considerati soddisfacenti secondo la nostra esperienza.



**ALIGNMENT**  
bending moment

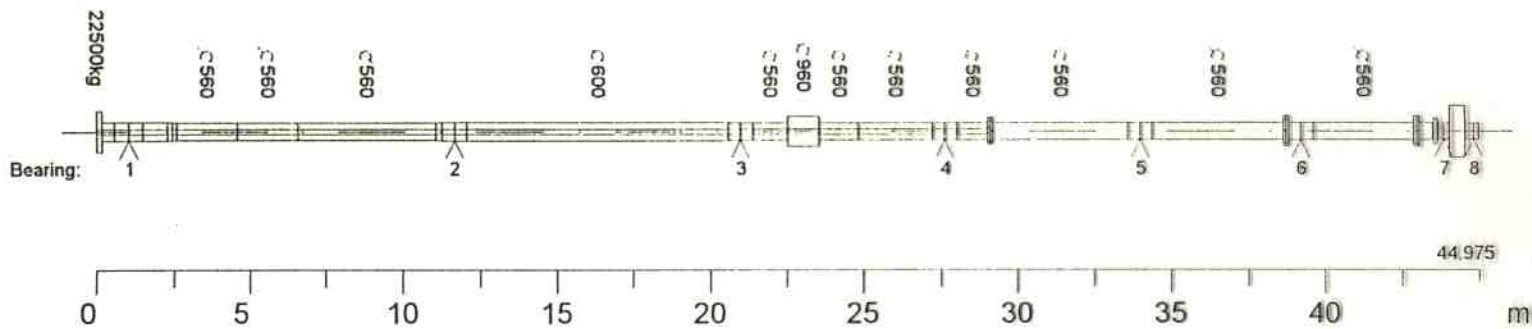
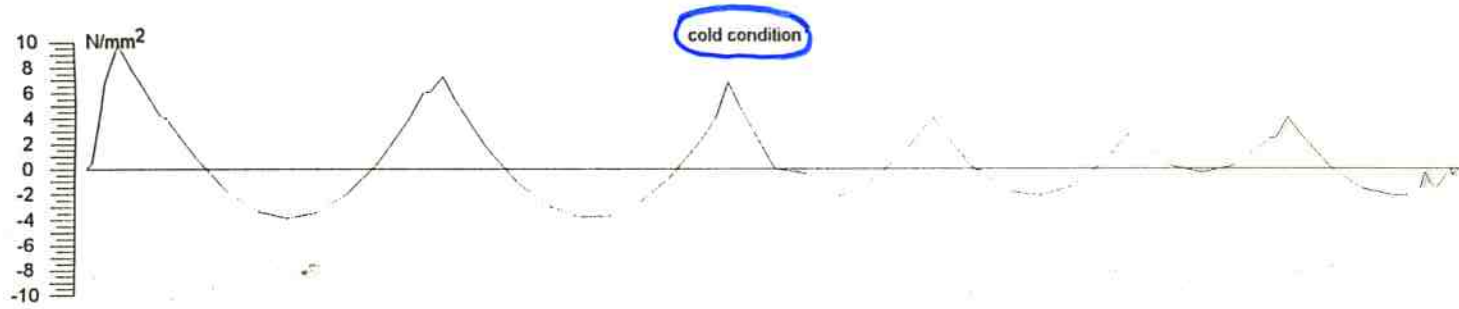
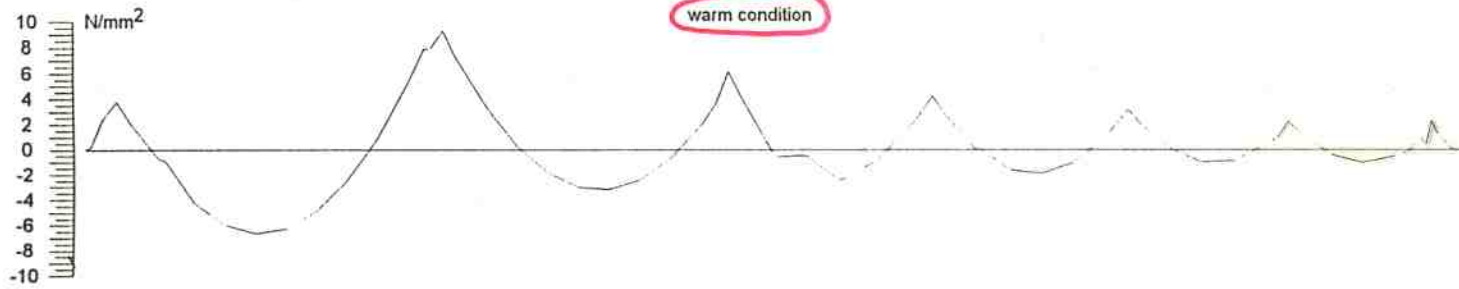


FINCANTIERI - TS uff. TR/ARC  
P.8167 - P&O FAST FERRY (170)

# ALIGNMENT

stress  
→

Fincantieri  
1999- 2- 5





- RISPETTO DEI LIMITI DI  $M_F$  E  $T_{ALL}$  PER M.P. 2T ED ELETTRICO
- ESPANSIONE VERTICALE A CALDO PER M.P. 2T:  
 $0,14 \div 0,71$  mm, CONSIDERARE  $\Delta T^\circ$  TRA STRUTTURA E AMBIENTE

### 3- ALLINEAMENTO DINAMICO

- INTERVENTI AZIENDALI CON LRS / CETENA A SEGUITO AVARIE FINE ANNI '90
- - PRESCRITTO DAI REGISTRI ANCHE SE CON USUALI CAUTELE E LIMITAZIONI A SOLUZIONI AD ALTA CONCENTRAZIONE DI POTENZA, CONDIZIONI PARTICOLARI DI ESERCIZIO, ... (ABS DICE SOLO CHE CI PENSANO...).
- CONSIDERA IL SISTEMA DI FORZE / MOMENTI ORIGINATO DALL' ELICA IN SERVIZIO E L'ECCENTRICITA' DI SPINTA, A NAVE IN MOTO RETTILINEO, SENZA CONTRIBUTO VIBRATORIO, ALLA MCR.
- - PROGRAMMI DI CALCOLO DA ENTI DIVERSI DANNO RISULTATI AMPIAMENTE DISCORDANTI. IL POSIZIONAMENTO PORTAELICA / BOCCOLA E' PERCIO' VALIDATO SOLO DAL BUON RISULTATO DI NAVI SIMILI OPPURE DA MISURE SU PROTOTIPO ALLE PROVE O IN ESERCIZIO.
- PER I RIDUTTORI, SI DEVONO INTRODURRE  $F/M$  DOVUTI AL MOMENTO TORCENTE TRASMESSO.
- BOCCOLA POPPIERA : L'INFLUENZA DELL'AZIONE DINAMICA NON DOVREBBE PEGGIORARE LA SITUAZIONE STATICA.

L'IMPATTO DINAMICO E' TIPICO DI OGNI PROGETTO. NELL'ESEMPIO ALLEGATO,  $M_V$  ED  $F_V$  CONTRASTANO IL PESO ELICA.

IL PUNTO TEORICO DI SUPPORTO SI SPOSTA A PRUA, LA LINEA ELASTICA VERTICALE SI INVERTE IN ZONA BOCCOLA, IL CARICO TEORICAMENTE SCENDE AL 56%, L'EFFETTO COME SEMPRE (VEDI ANCHE "WHIRLING") SI SMORZA VERSO PRUA.



- F E M ORIZZONTALI ORIGINANO UNA PROPRIA DEFORMATA CON DEVIAZIONE INTERNA NELL' ESEMPIO

- SI TRATTA DI CONDIZIONI ESTREME (STATICA ED MCR), TRA LE QUALI SI PONGONO LE SITUAZIONI REALI DI POTENZE IN NAVIGAZIONE NORMALE (CSR), BASSA VELOCITÀ E MANOVRA.

→ - ESISTONO PERÒ CONDIZIONI ANCORA PIÙ DIFFICILI, COME QUELLE DI VIRATA AD ALTA VELOCITÀ E USO CONTINUATO DI ANGOLI DI TIMONE NON TRASCURABILI.

|| - UN ALLINEAMENTO SPAZIALE FISSO È OVVIAMENTE OTTIMIZZATO PER UN' UNICA CONDIZIONE OPERATIVA.

- UN ATTEGGIAMENTO PRUDENZIALE DEVE EVITARE UNA SCELTA BASATA SU CONDIZIONI COMUNQUE ESTREME.

- PER NAVI RORO A POTENZA RELATIVAMENTE ELEVATA, SI È SINORA TRASCURATA LA COMPONENTE DINAMICA, PRIVILEGIANDO LE SITUAZIONI DI MANOVRA E BASSA POTENZA NELLE QUALI UN ALLINEAMENTO QUASI-DINAMICO METTEREBBE CERTAMENTE IN CRISI LA BOCCOLA, CON REAZIONE CONCENTRATA VICINO ALL'ORLO POPPIERO.

↓ \* - TENUTO CONTO DELLE ATUALI INCOGNITE DOVUTE A DATABASE INSUFFICIENTI E ALL'INCERTEZZA DELLE PREVISIONI DI CALCOLO, E DEI RISULTATI POSITIVI IN ESERCIZIO, LA DECISIONE DI ADOTTARE L'ALLINEAMENTO STATICO DOPO VERIFICA DEI CALCOLI SEMBRA AMPIAMENTE CONDIVISIBILE.

- COSTI E TEMPI RELATIVE A SPERIMENTAZIONI SUL CAMPO SONO NOTORIAMENTE PROIBITIVI E PURTROPPO TALI SPERIMENTAZIONI VENGONO EFFETTUATE SOLO IN CASO DI GROSSE AVARIE.

\* ↓ - NEL CAMPO DELLE NAVI DA CROCIERA CON LINEE D'ALBERI DI TIPO CONVENZIONALE, LE ESPERIENZE CONSEGUITE A CARO PREZZO CON LA CORREZIONE DEI DATI PROGETTUALI CHE AVEVANO CAUSATO LE AVARIE HANNO STABILIZZATO SCELTE COMPLESSIVAMENTE SODDISFACENTI.

- LE RISULTANZE DEL CALCOLO DINAMICO VENGONO GENERALMENTE CONSIDERATE APPORTANDO UNA MODESTA CORREZIONE IN SENSO OPPOSTO AL DATO DI ALLINEAMENTO STATICO, DIMINUENDO CIOÈ LO SLOPE SUL PIANO VERTICALE PER LA BOCCOLA DEL BRACCIO A "V".

- CASO PER CASO VIENE CONSIDERATA ANCHE L'OPPORTUNITÀ DI MODESTI DISALLINEAMENTI ANCHE SUL PIANO ORIZZONTALE.

↑ \* • FINCHÉ I REGISTRI APPROVANO E LE COSE VANNO BENE ...

↑ \* • DIV. MILITARE ?



- PER QUESTE NAVI E' STATA VERIFICATA LA MAX. IMPORTANZA DEI CEDIMENTI STRUTTURALI SUL PIANO TRASVERSALE DELLA SEZIONE IN CORRISPONDENZA DEI BRACCI A "V"
- TRA NAVE IN BACINO CON BRACCI SOSTENUTI O NON SOSTENUTI E NAVE GALLEGGIANTE IN BACINO SONO STATI RILEVATI CEDIMENTI DELL'ORDINE DI PARECCHI MM, TRA L'ALTRO VARIABILI TRA DR E SN.
- DI TALI CEDIMENTI SI TIENE CONTO NEL CALETTAMENTO DELLE BOCCOLE CHE OVVIAMENTE PRECEDE IL VARO.

#### 4 - METODO LASER

SITUAZIONE 2

- INIZIATA LA FASE APPLICATIVA IN UN SISTEMA INTEGRATO E COMBINATO CON PESATE E CELLE DI CARICO O STRAIN-GAUGES
- INFORMAZIONI LINEARI SPAZIALI IN TEMPO REALE
- POSSIBILE ALLINEARE IN BACINO ALMENO FINO AL MP/RIDUTTORE CON SUPPORTI FISSATI PROVVISORIAMENTE.
- SEMPRE OPPORTUNA E RICHIESTA LA PESATA FINALE DI CONTROLLO A NAVE GALLEGGIANTE

#### 5 - METODO GAP & SAG

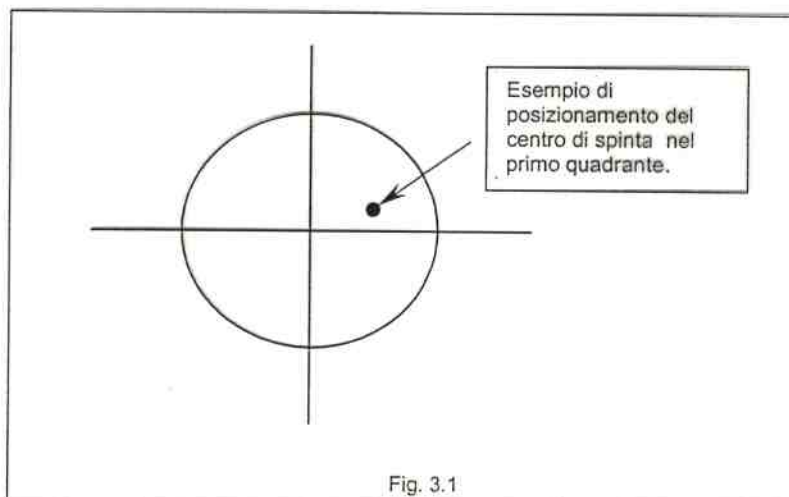
- TRADIZIONALE, ACCETTATO, SUFFICIENTEMENTE AFFIDABILE
- SEQUENZA DI MISURE CON COMPARATORE A PARTIRE DAL 1° ACCOPPIAMENTO VERSO POPPA, POI VERSO PRORA CON ACCOPPIAMENTO FINALE DELL'ULTIMA COPPIA DI FLANGE
- REGISTRAZIONE CARICHI E OFFSET, VALIDAZIONE DELLE TOLLERANZE RISPETTO AI CALCOLI
- TOLLERANZE DI MISURA : 10%

3.

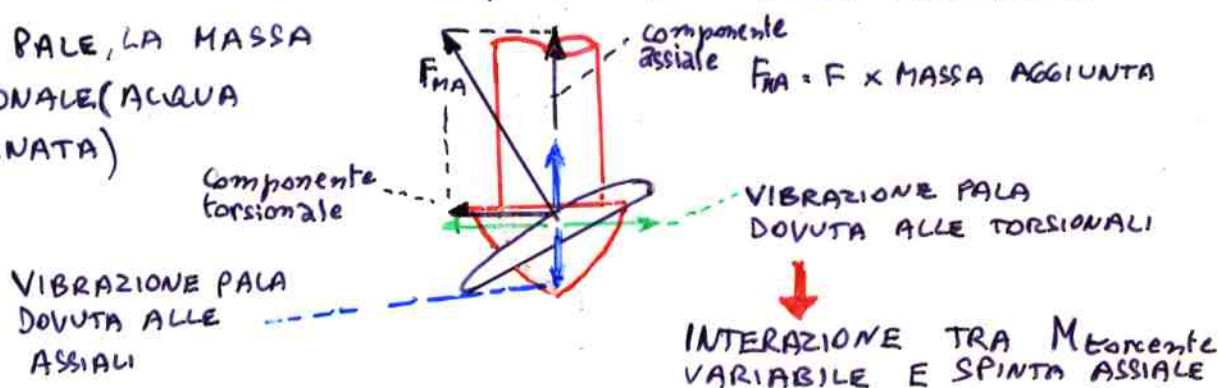
## 3.1 Verifica dell'allineamento in condizioni dinamiche.

L'elica, operando in un campo di scia non uniforme, è soggetta all'azione di forze e momenti derivanti dall'eccentricità della spinta.

Infatti, per il motivo di cui sopra, il punto di applicazione della spinta risultante non coincide con l'asse geometrico dell'elica (fig. 3.1). Le forze, che variano a seconda delle condizioni operative della nave (navigazione libera, manovra, accostata ecc.) si trasmettono tramite l'asse portaelica principalmente alla boccola poppiera.

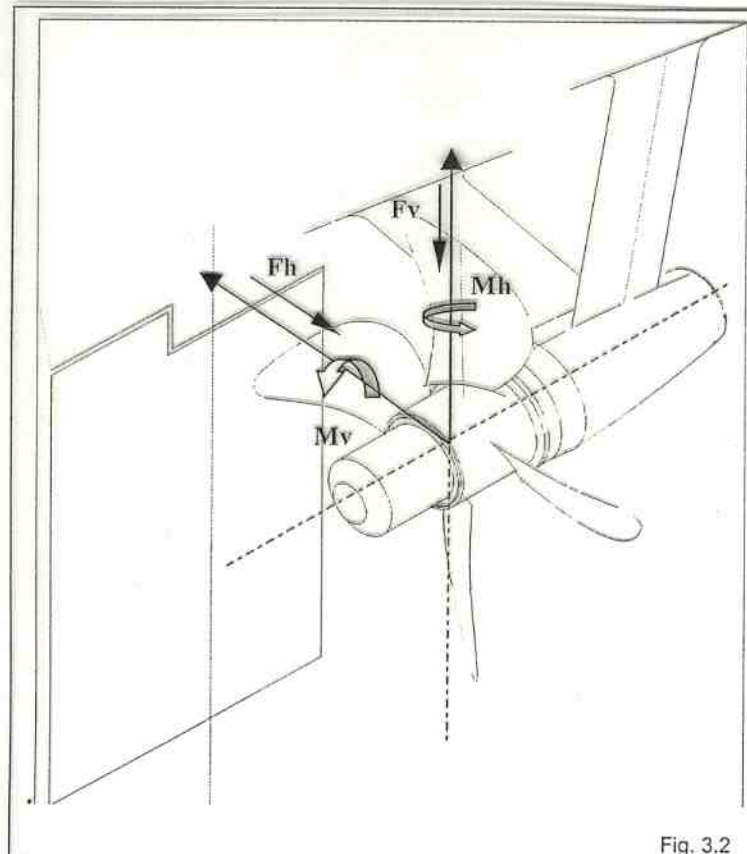


CONTRIBUISCONO ALLA VARIABILITÀ DELLA SPINTA IN MODULO, AMPIEZZA DI VIBRAZIONE E PUNTO DI APPLICAZIONE LA CONCATENAZIONE DELLE ASSIALI / TORSIONALI, LA FLESSIBILITÀ DELLE PALE, LA MASSA ADDIZIONALE (ACQUA TRASCINATA)





### 3.2 Forze e momenti derivanti dall'eccentricità di spinta e loro applicazione nel calcolo



APPROCCIO QUASI-STATICO

- Mh > momento agente nel piano orizzontale
- Mv > momento agente nel piano verticale
- Fh > forza orizzontale
- Fv > forza verticale

Fig. 3.2

La magnitudine e il verso di queste forze vengono forniti dal progettista dell'elica e possono essere inseriti nel programma di allineamento, applicandoli al baricentro della sezione del modello matematico che rappresenta l'elica.

E' importante che l'effetto di queste forze sia quanto più piccola possibile o che, in alternativa, non vada ad aggravare la situazione statica. Per esempio, il verso o l'intensità del momento Mv e della forza Fv devono essere tali che la loro risultante non vada a sommarsi al peso proprio dell'elica.

Il calcolo di verifica dell'allineamento statico, visto precedentemente, considera solo le forze dovute al peso proprio del sistema e quindi reazioni e spostamenti agenti solo sul piano verticale.

Con l'introduzione di forze agenti anche sul piano orizzontale si rende necessaria la verifica della linea d'alberi anche da questo punto di vista.

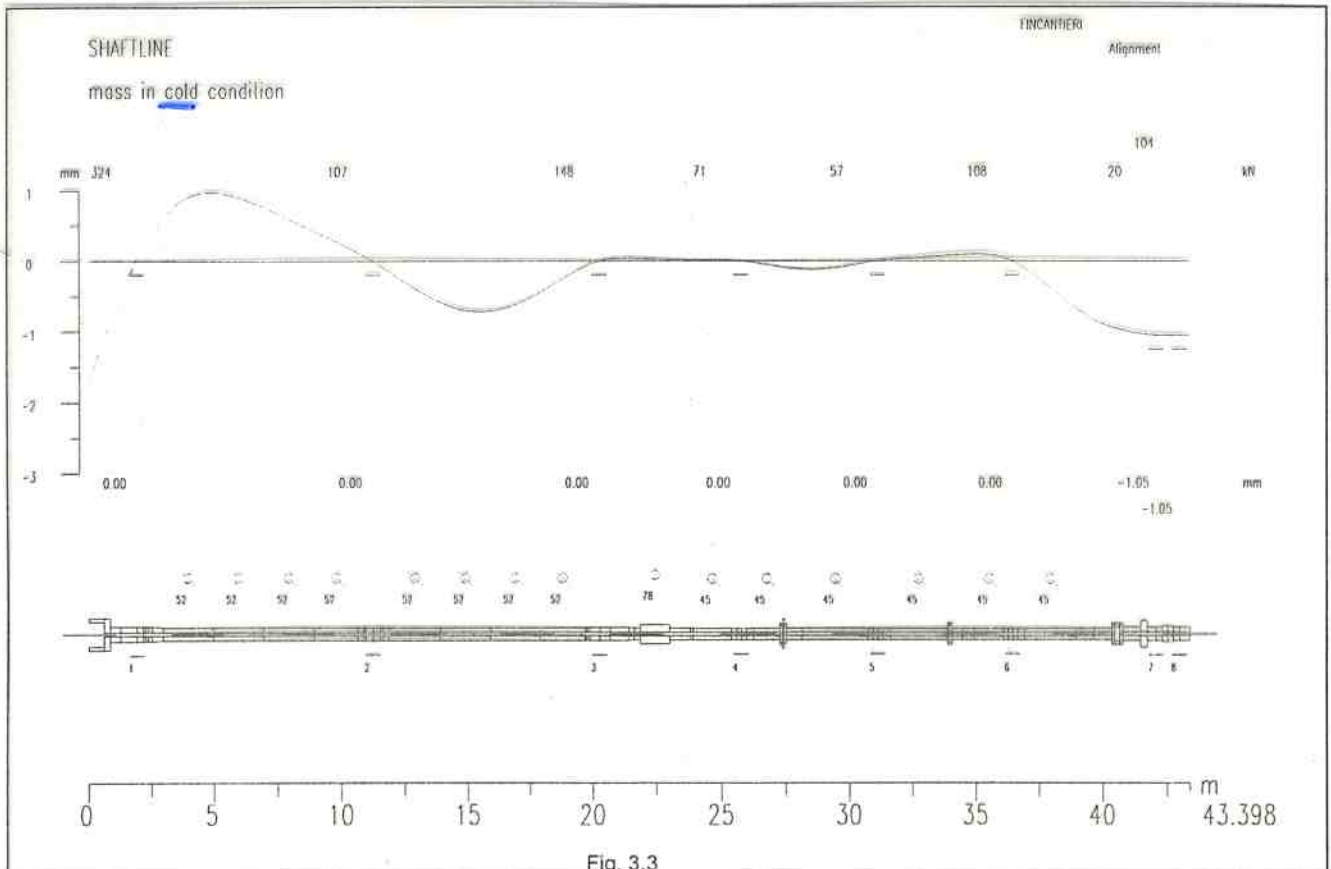
Il programma ALIGN prevede un file di output apposito che si genera automaticamente in presenza di forze orizzontali.

Prendendo in esame il traghetto esaminato precedentemente, proviamo a confrontare il calcolo di allineamento puramente statico con quello "dinamico".

Un estratto dell'output di un possibile allineamento in condizioni statiche è visibile in fig.

3.3 :

+  
COLD



Alla luce dei risultati ottenuti, la boccia poppiera va inclinata come descritto nel paragrafo 2.3.

I dati relativi all'eccentricità di spinta, forniti dal costruttore dell'elica e riferiti alla condizione di navigazione alla MCR, sono i seguenti:

Linea d'alberi di sinistra:

$$M_h = 273.5 \text{ [kNm]}$$

$$M_v = -181.7 \text{ [kNm]}$$

$$F_h = -68.8 \text{ [kN]}$$

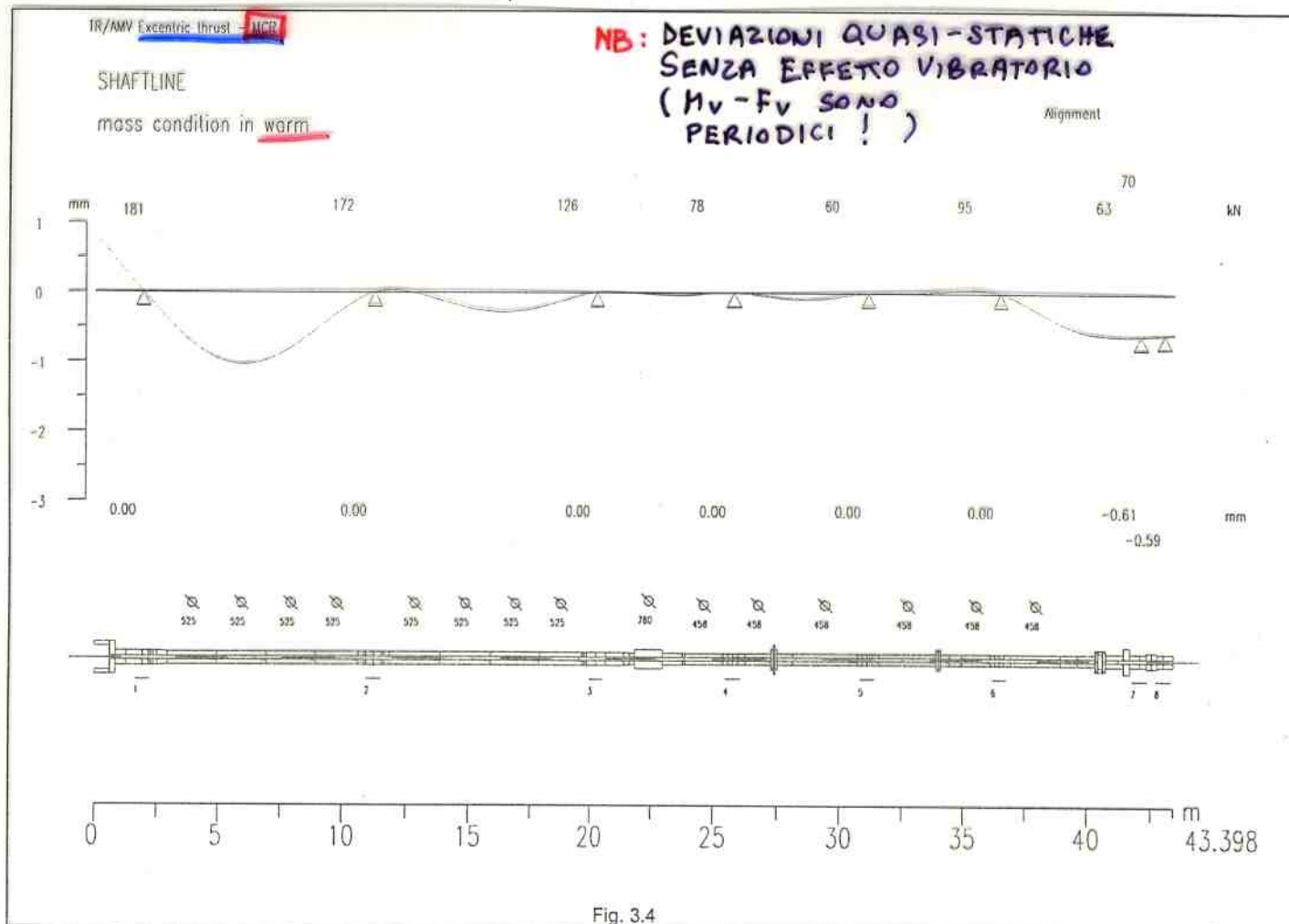
$$F_v = -97.3 \text{ [kN]}$$

Il momento verticale, con la minore partecipazione della forza verticale, tenderebbe a contrastare il peso proprio dell'elica. Per questo motivo il punto di supporto teorico



dell'asse sulla boccia poppiera (par. 2.3) si sposta verso prua. Partendo da poppa, e riferito alla lunghezza totale della boccia, passa dal 37 % assunto in condizioni statiche al 54%.

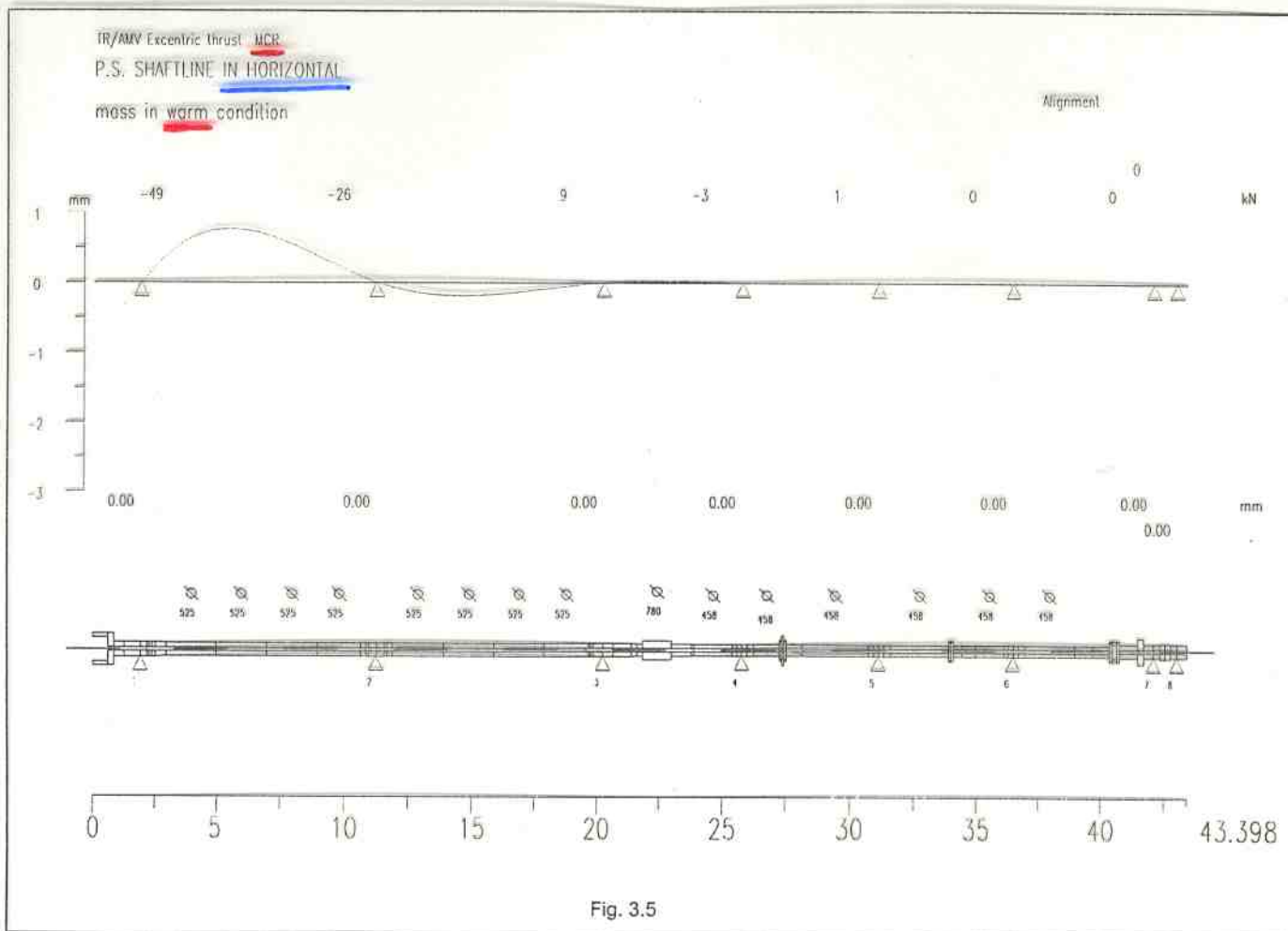
In fig. 3.4 è possibile vedere la variazione della linea elastica (sul piano verticale) dopo aver introdotto nel calcolo le forze sopracitate:



L'effetto del momento  $M_v$  e della forza  $F_v$  è chiaramente visibile.

Mentre nella condizione statica la massa dell'elica provoca una flessione dell'asse superiore a 1.5 mm nel punto estremo di poppa.(corrispondente al baricentro dell'elica nel modello matematico della linea ), nella condizione dinamica si avrebbe addirittura un'inversione di tendenza con un effetto di "sollevamento" dell'elica. Il carico sul supporto di poppa cala di circa il 44%. La variazione sugli altri supporti è minima e tende a calare verso prua, fino ad annullarsi.

L'effetto delle forze orizzontali  $M_h$  ed  $F_h$  è visibile in fig. 3.5:



Sul piano orizzontale, la linea tenderebbe a deviare verso centro nave (1 mm circa a poppa). Anche qui avanzando verso prua le deviazioni si attenuano completamente. Per la linea d'alberi di dritta l'effetto va considerato in maniera speculare.

### 3.3 Influenza delle forze idrodinamiche sui criteri di progettazione – asse portaelica e boccola poppiera.

Come visto precedentemente, la presenza delle forze dovute all'eccentricità di spinta dell'elica può modificare in maniera radicale il comportamento della linea d'alberi nella zona poppiera. Le sollecitazioni e le deformazioni dovute a tali forze devono essere prese in considerazione per quanto riguarda la progettazione del sistema asse portaelica-boccola poppiera.





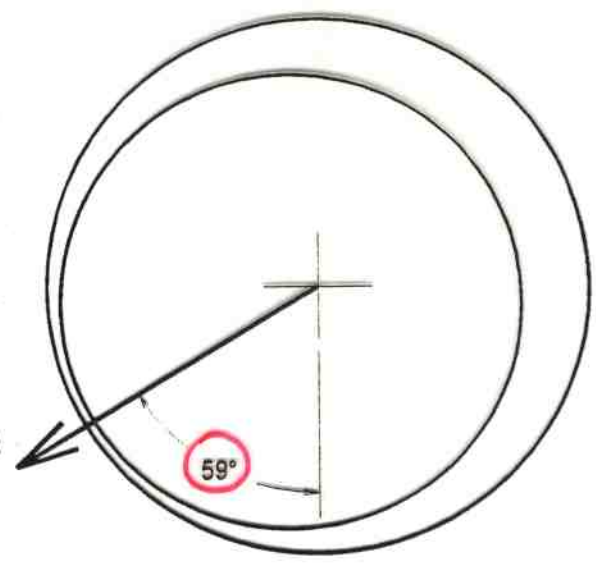
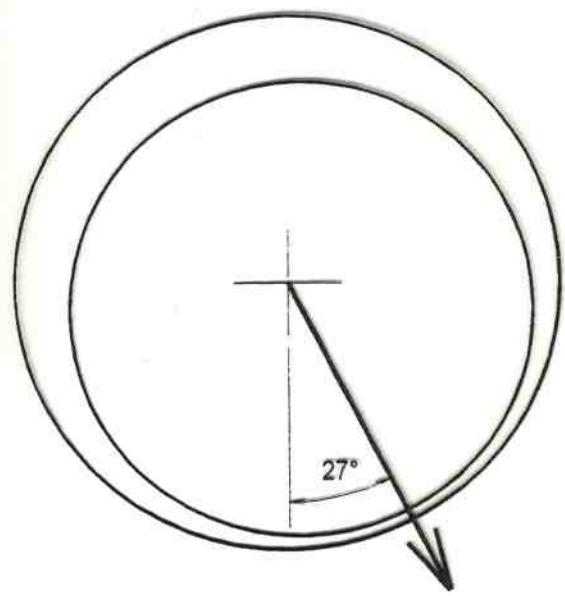
Department <b>Technical Investigation Department</b>		
Report Number <b>97/TID/5472</b>	Figure	Appendix
Subject m.v. <b>"Rotterdam VI"</b> : Sea Trials 03 to 04 November 1997		
Journal Attitude in way of 'A' Bracket Bearing - <b>Zero Helm, 22.5 knots.</b>		

**PORT SHAFT**

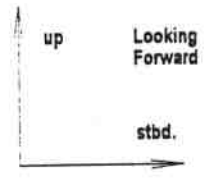
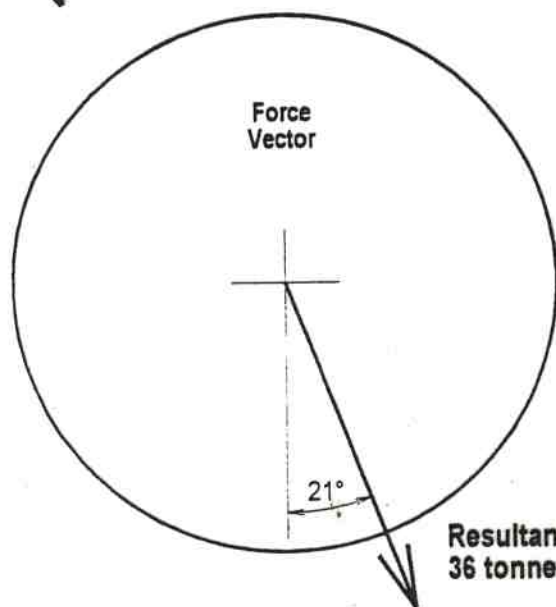
JOURNAL DISPLACEMENTS  
FROM STATIC POSITION

AFT END

FWD END



Displacement Vectors

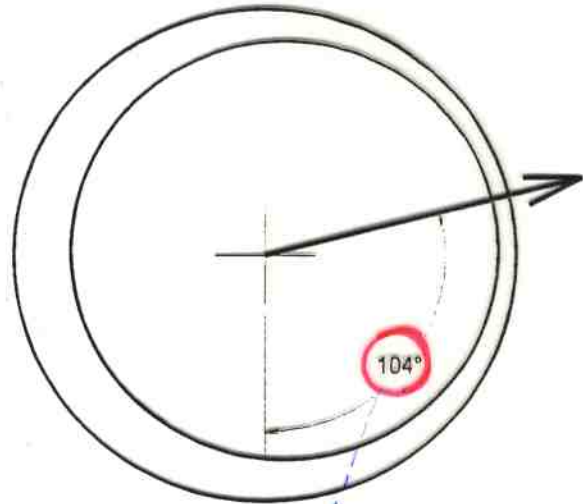
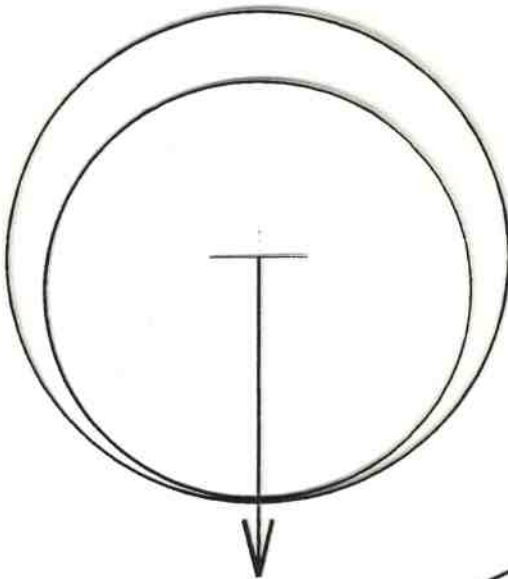


Department <b>Technical Investigation Department</b>		
Report Number <b>97/TID/5472</b>	Figure	Appendix
Subject m.v. "Rotterdam VI" : Sea Trials 03 to 04 November 1997		
Journal Attitude in way of 'A' Bracket Bearing - <u>10° to starboard, 22.5 knots</u>		

### JOURNAL DISPLACEMENTS FROM STATIC POSITION

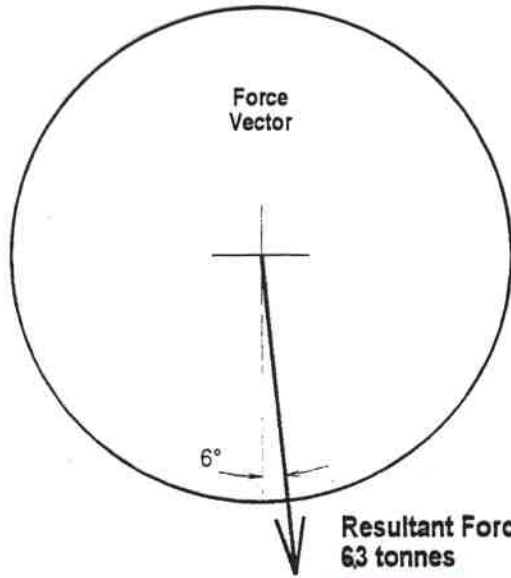
AFT END

FWD END



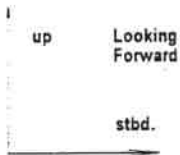
Displacement Vectors

A PRUA ALBERO  
SPOSTATO DI  
 $104 + 59 = 163^\circ$   
RISPETTO A TIMONE  $0^\circ$



Force Vector

Resultant Force  
63 tonnes



RISPETTO A  
TIMONE A  $0^\circ - 22,5\text{KW}$ :

INCREMENTO RESULTANTE

$$\frac{63}{36} = + 75\%$$



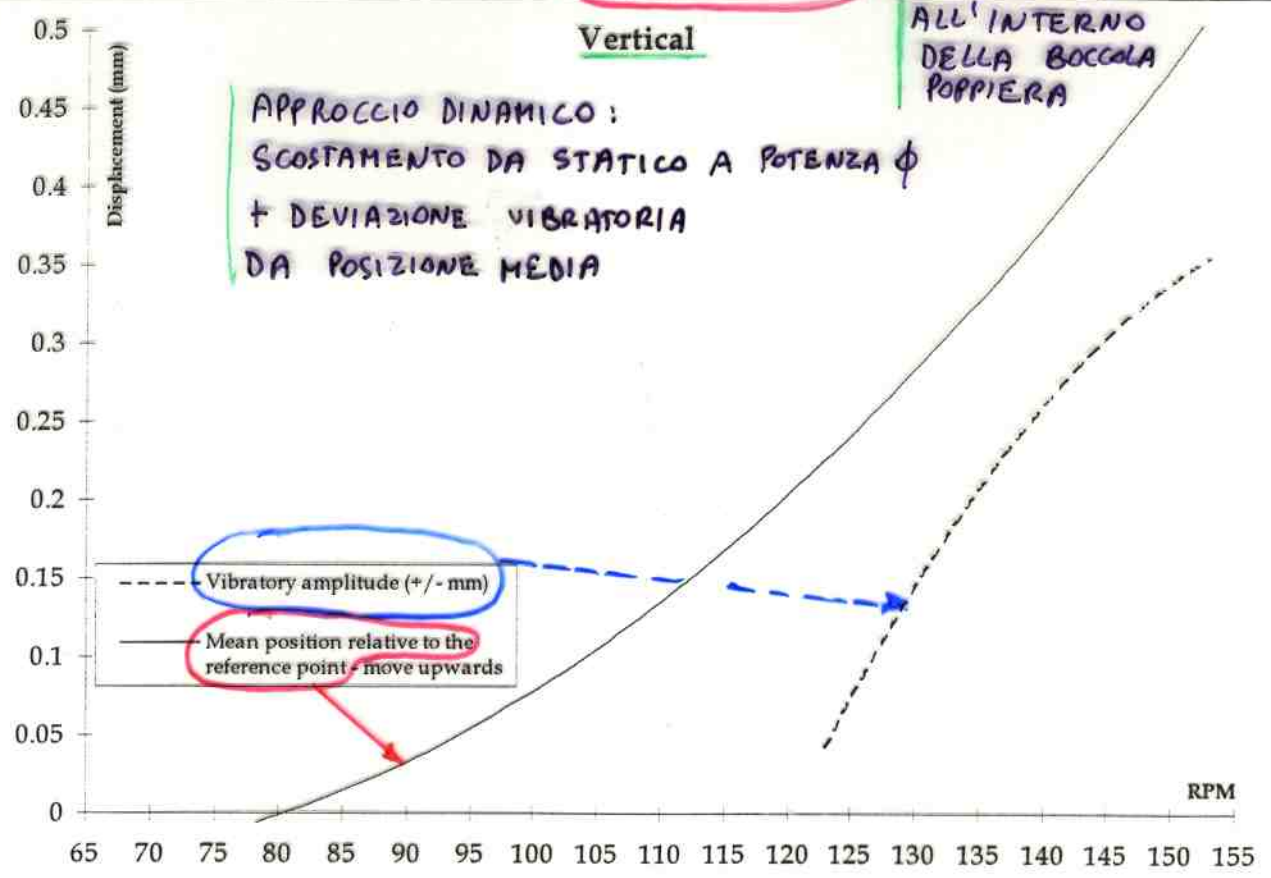


Department <b>Technical Investigation Department</b>		
Report Number <b>98/TID/5411</b>	Figure <b>2</b>	Appendix <b>-</b>
Subject <b>Fincantieri 5989 : "DISNEY MAGIC"</b>		

SPOSTAMENTO PORTAELICA ALL'INTERNO DELLA BOCCOLA POPPIERA

Vertical

APPROCCIO DINAMICO :  
SCOSTAMENTO DA STATICO A POTENZA  $\phi$   
+ DEVIAZIONE VIBRATORIA DA POSIZIONE MEDIA



Transverse

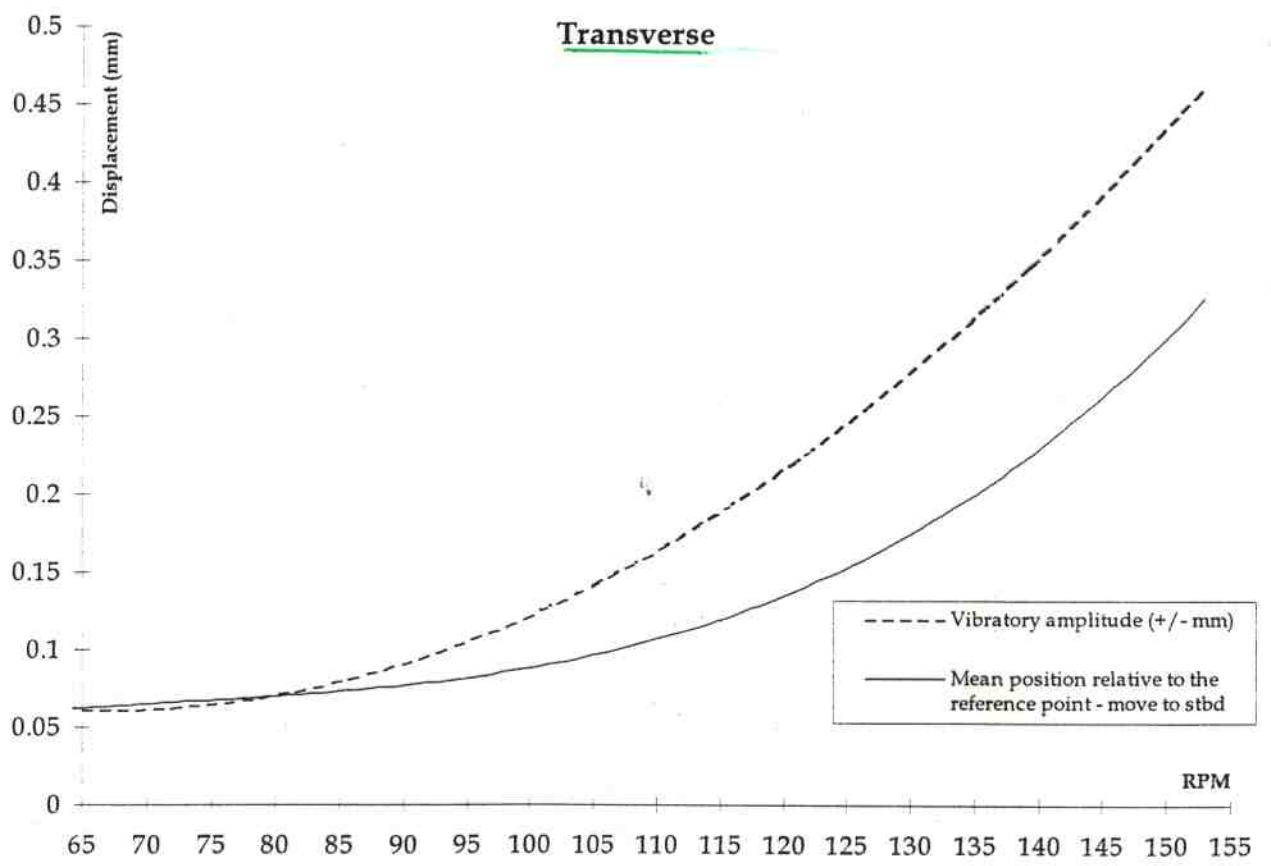


Figure 2 : Propeller shaft displacement relative to the 'A'-bracket bearing

Design of Propeller/Shaft Systems with Reference to Vibration and Strength

A detailed theoretical analysis of forced whirling vibrations, taking into account the coupling terms for the propeller, damping and bearing stiffnesses, requires a complicated method of approach. In Fig. 4, results obtained with such a method,<sup>(10)</sup> are illustrated.

It should be emphasized that the practical benefit of such a calculation depends entirely on reliable assumptions of the numerous parameters involved. The stresses in the shaft system—if required to operate on, or near, a resonance—are caused by propeller weight, still water and wave hydrodynamic action. Fatigue data for propeller shafts, as presented in Fig. 4, point out whether allowable stresses will be exceeded.

AXIAL SHAFT VIBRATION

Analysis of propeller and/or engine induced axial shaft vibrations is mainly justified due to their ability to produce harmful vibrations of the ship's structure through the thrust block and/or of the propulsion machinery itself.

The dynamic response of the shaft system may be estimated by means of the conventional method of reducing the lumped

mass system to a one-mass system by means of the Holzer tabulation and applying dynamic magnifiers based on experience from similar installations. The excitation forces from Diesel engines, i.e. the radial crank forces, are readily calculated on the basis of recorded or estimated cylinder pressure diagrams, while the harmonic propeller forces (thrust components) may be determined from a computer analysis based on hull wake and propeller geometry.<sup>(9)</sup>

As illustrated in Fig. 5, the author's organization operates with a stiffness range for the thrust bearing when determining the required number of propeller blades and engine particulars.

This method of approach represents in most cases an adequate analysis for common Diesel or turbine driven propeller shaft systems, giving sufficiently accurate results for a practical judgement of the axial vibration characteristics.

The axial vibration characteristics of the shafting are, to a great extent, dependent on thrust bearing stiffness (Fig. 5), main engine particulars (number of cylinders, firing order etc.) and the number of propeller blades.

The net trial and error process involved in section A (Fig. 1)

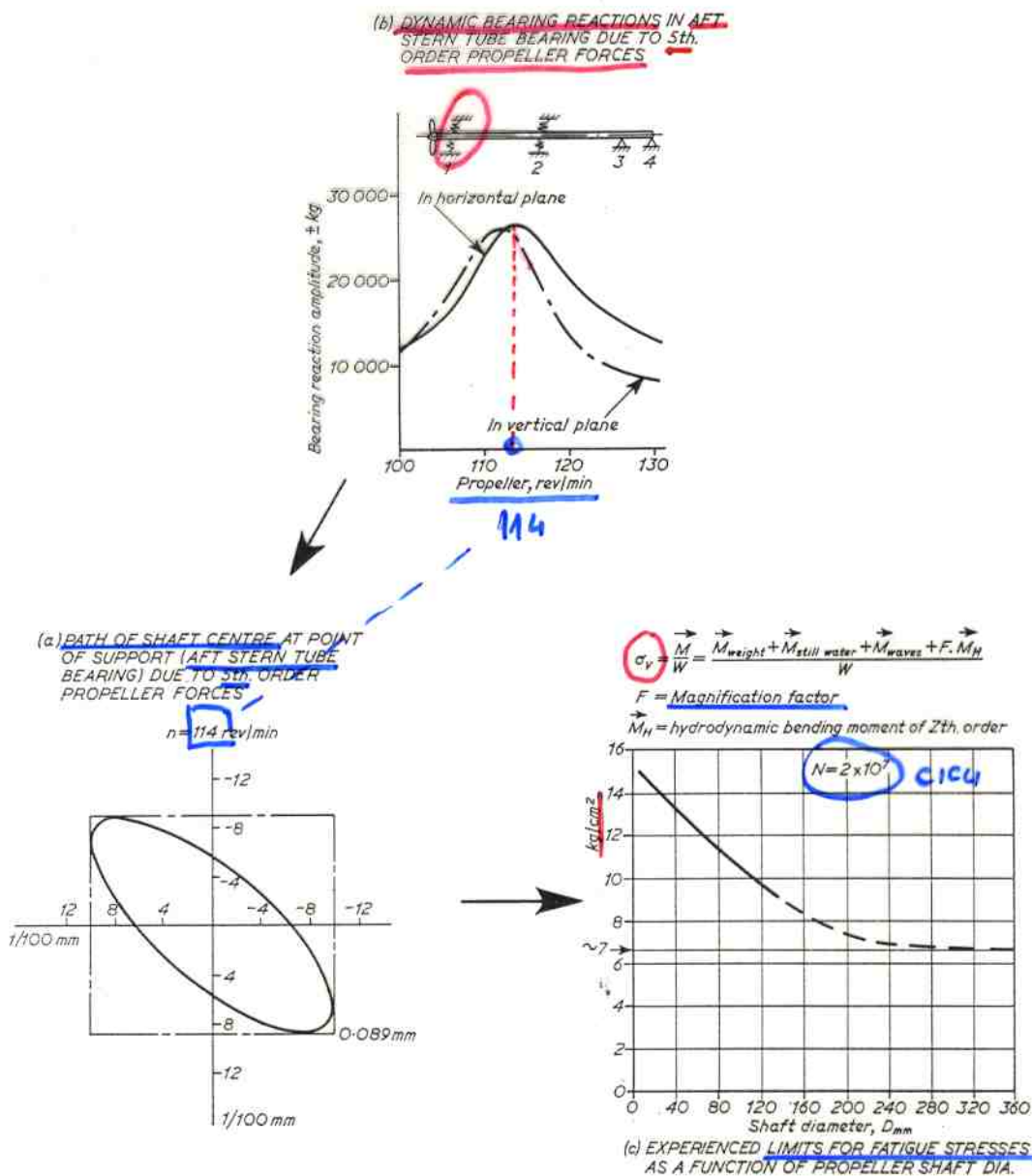


FIG. 4



Modern Bearing Design and Practice

POSITIONE  
CANAL  
LUBRICATION

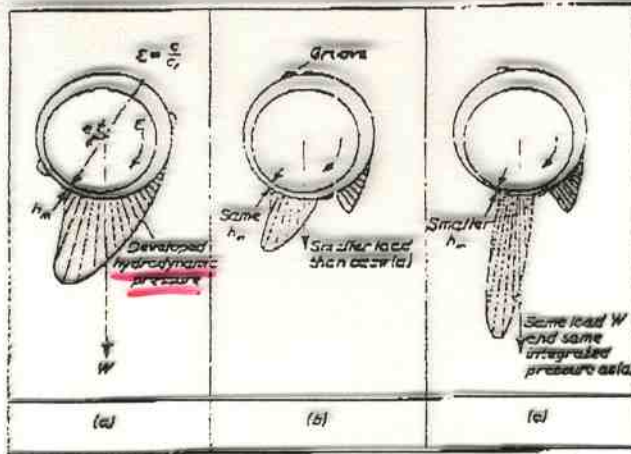


FIG. 12—Reduction in bearing load capacity due to interruption in the converging oil film

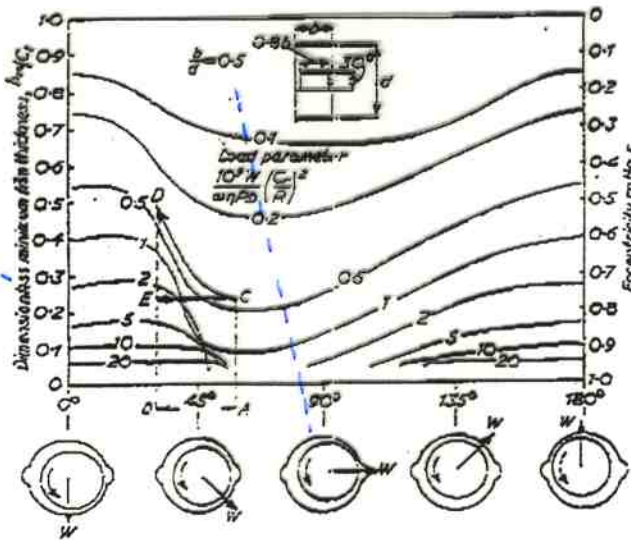


FIG. 13—Variations in load capacity with change in direction of load

Notation: FIG. 13

- b bearing length (mm)
- Cr radial clearance (mm)
- d bearing diameter (mm)
- c distance between bearing and journal centres (mm)
- h<sub>m</sub> minimum oil film thickness (mm)
- R bearing radius d/2 (mm)
- W load (N) (1N = 1 Newton = 0.1 kgf or kp)
- E eccentricity ratio ( $E = \frac{c}{Cr} = 1 - \frac{h_m}{Cr}$ )
- η absolute viscosity (centipoise) (1 centipoise = 10<sup>-3</sup> Ns/m<sup>2</sup>)
- ω rotational speed (radian/s)
- Δ dimensionless load parameter

For above units  $\Delta = \frac{10^6 W}{\eta R^3} \left(\frac{Cr}{R}\right)^2$

An example is shown on the chart. By moving the groove 30° further from the load line, i.e. from A to B, the minimum film thickness, h<sub>m</sub> may be doubled for the same load, line C to D. Alternatively, the load W may be increased by a factor of 7 with the same h<sub>m</sub>, line C to E.

Trans. I. Mech. E. 1976, Vol. 88

It is necessary to consider the load line position for each operating condition so that the optimum position for the oil grooves can be determined. Provision should be made to rotate the bearing within the housing during assembly to bring the grooves to the desired position. It is not recommended to move the grooves in the bearing away from the joint line because the joint would cause a discontinuity in the bearing surface.

Where it is impossible to avoid interference between grooves and load line, it may be necessary to adopt a single circumferential groove, as Fig. 5 type 2, and to design the bearing accordingly.

In locked rain gearboxes cases of overheating of the primary pinion bearings have occurred. This was due to the pinion shaft being positioned by the gear teeth, and running concentrically in the bearings, thus very much reducing the oil flow. Adoption of lemon bore bearings increased the oil flow, reducing the temperature to normal.

TILTING PAD THRUST BEARINGS

The tilting pad thrust bearing is well established in marine practice and has a high reputation for reliability. With the growth in size, loading and particularly speed of turbo machinery, especially gas turbines, limitations began to appear and it was realized that not enough was known about the operating mechanisms. Since 1960 research has been concentrated on a better understanding of the mechanics of these bearings, with particular reference to reduction in power loss and improved operating factors at very high speeds.

For many years thrust bearings were designed on a basis of specific load, limiting this to values considered safe in the light of experience. Allowance was made empirically for the reduced load capacity at low sliding speeds.

The criterion now used for bearing design is the minimum oil film thickness, evaluated by computer techniques. From these charts have been produced to enable designers easily to determine a suitable bearing and also to ascertain the power loss and oil flow requirements.

The minimum film thicknesses adopted for the safe operation of thrust bearings are given in Fig. 14.

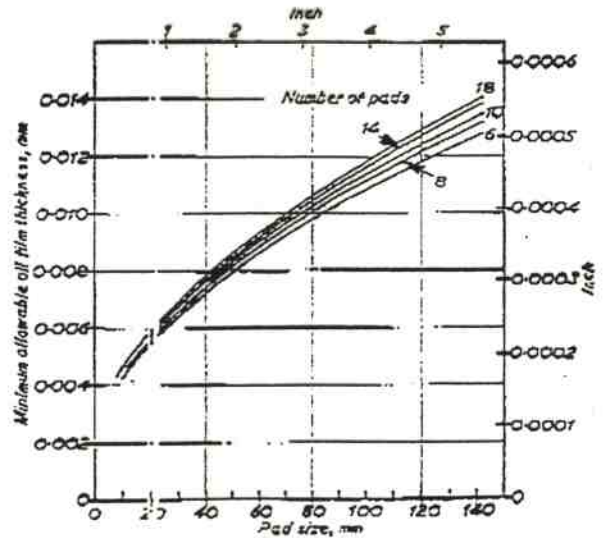


FIG. 14—Minimum allowable oil film thickness for thrust pads

But contrary to earlier beliefs, it has now been established that the load carrying capacity is not only limited by film thickness at low speeds, and by structural strength, but also by the surface temperature at high speed. Fig. 15 illustrates how thrust capacity varies with speed for two sizes of bearing. It will be observed how the larger bearing has a lower load capacity at the higher speeds.

At high surface speeds, and 100 m/s is common in modern practice, the power loss and cooling oil requirements are very high, whilst surface temperatures become critical



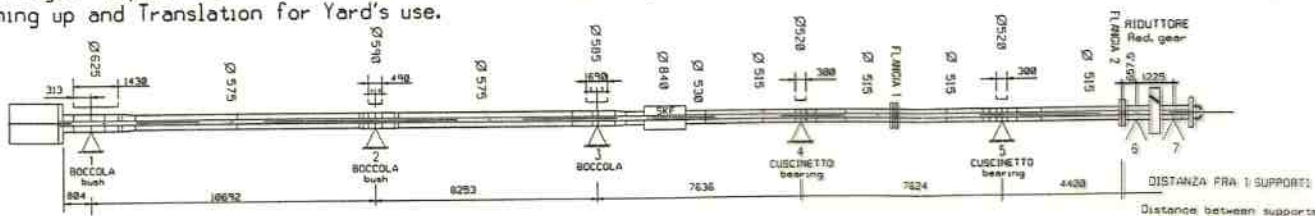
# COSTRUZIONI - HULLS

# ALLINEAMENTO LINEE ASSI - SHAFT LINES ALIGNMENT

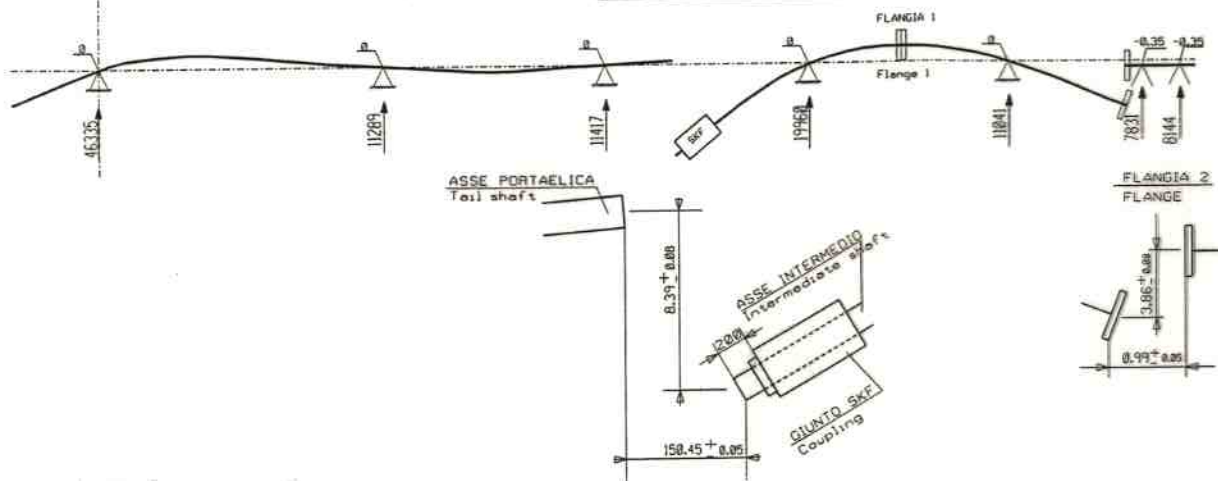
ISTRUZIONI A STA  
F. 1/2

Le istruzioni ed i valori di allineamento qui sotto riportati fanno riferimento al Report Rolls-Royce PA0477 rev.A 'Shaft Installation and Alignment Calculation' Riepilogo e Traduzione ad uso del Cantiere

The instructions and values hereunder written are based on the Rolls-Royce Report PA0477 rev.A 'Shaft Installation and Alignment Calculation' Summing up and Translation for Yard's use.



REAZIONI (Kg)  
reactions (Kg)  
SPOSTAMENTI (mm)  
displacements (mm)



## VERIFICA APERTURE E DISASSAMENTI

Le condizioni di verifica sono:

- 1) Nave galleggiante, elica totalmente immersa ed assetto nave come comunicato da
- 2) I due assi intermedi devono essere accoppiati (Flangia 1 chiusa)
- 3) L'estremità prodiera del porta-elica deve essere libera, si consiglia perciò di bloccare l'asse porta-elica in prossimità dell'elica.

Le aperture e disassamenti vanno verificati tra porta-elica e primo intermedio, e tra la flangia prodiera del secondo intermedio e la flangia del riduttore (vedi a fianco).  
Verificata la condizione, si potranno chiudere il giunto SKF e la flangia 2 e procedere con l'operazione di pesata (vedi foglio successivo)

PRIMA MODIF. AUT.	DATA DATE	DISEGNO SYMBOL	VAL. PER COSTRUZIONI ISSUES FOR HULLS	DESCRIZIONE DELLA MODIFICA / ALTERATION DESCRIPTION
DATA DATE	RIEPILOGO ALLINEAMENTO LINEE D'ASSI SUMMING UP OF SHAFT LINE ALIGNMENT			COSTRUZIONE HULL VALE ANCHE PER COSTR. ISSUED ALSO FOR HULLS
UFF. CHEF. ISSUING DEPT.	NUMERO DISEGNO DRAW. NUMBER			SCALA SCALE
DISEGNO	INDICE MODIFICA ALTERATION			FOLIO SHEET 1/2
UFF.	F INCANTIERI			UNITA' OP.

LA INCANTIERI - TRIESTE - SI RISERVA A TERMINI DI LEGGE LA PROPRIETA' DI QUESTO DISEGNO CON DIVIETO DI RIPRODURRE O DI RENDERSI COMPARE ABITO A TERZI O A ALTRE CONDOMINIUMI SENZA LA SUA AUTORIZZAZIONE.

51



# COSTRUZIONI - HULLS

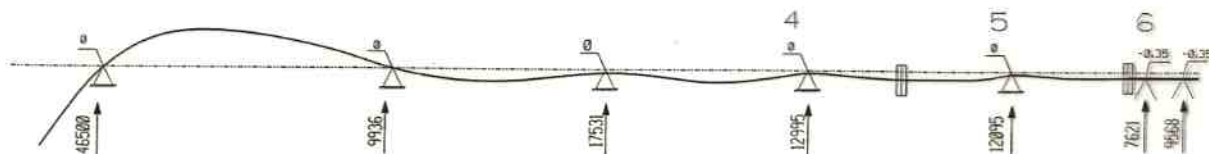
# - ALLINEAMENTO LINEE ASSI - SHAFT LINES ALIGNMENT

Le istruzioni ed i valori di allineamento qui sotto riportati fanno riferimento al Report Rolls-Royce rev. A 'Shaft Installation and Alignment Calculation' Riepilogo e Traduzione ad uso del Cantiere

**ISTRUZIONI A STA F.2/2**

The instructions and values hereunder written are based on the Rolls-Royce Report rev. A 'Shaft Installation and Alignment Calculation' Summing up and Translation for Yard's use.

## CONDIZIONE A FREDDO Cold Condition



Pesata cuscinetti 4/5 (assi intermedi) e 6 (poppiero) riduttore:

Cuscinetto 4: Piazzare il martinetto 750 mm verso prua rispetto al centro del cuscinetto, sull'ordinata 44  
valore da misurare: 13278 Kg con tolleranza 10%

Cuscinetto 5: Piazzare il martinetto nella posizione preposta sul basamento del cuscinetto,  
350 mm verso prua rispetto al centro dello stesso  
valore da misurare: 12644 Kg con tolleranza 10%

Cuscinetto 6: Piazzare il martinetto sotto la flangia prodiera del secondo albero intermedio,  
quanto piu' possibile verso poppa  
valore da misurare: 5939 Kg con tolleranza 10%

COEFFICIENTI DI INFLUENZA IN KG. PER SPOSTAMENTO UNITARIO DI 1 MM.

influence numbers in kg for a downward displacement of 1 mm

Cuscinetto bearing	1	2	3	4	5	6	7
1	-170	447	-355	98	-30	22	-11
2	447	-1498	1686	-800	249	-178	94
3	-355	1686	-2777	2115	-1007	719	-381
4	98	-800	2115	-2785	2575	-2561	1357
5	-30	249	-1007	2575	-5527	11761	-8022
6	22	-178	719	-2561	11761	-40282	30519
7	-11	94	-381	1357	-8022	30519	-23556

**FINCANTIERI**  
Cantieri Navali Italiani S.p.A.  
ORDINE

DISEGNO No.  
DRWG. No.

FOLGIO No.  
SHEET No.

02

COSTRUZIONI  
HULLS



## 3 Alignment calculation

RAPPORTO COMPLETO

### 3.1 Choice of alignment curve

The curve is chosen in such way that the shaft line fulfil the following desired conditions:

- Allowable bearing loads and if possible downwards bearing reaction for all bearings.
- Acceptable stresses in all parts of the shaft line.
- Acceptable angular slope at the bearings.
- Acceptable load distribution on the two gearbox bearings.

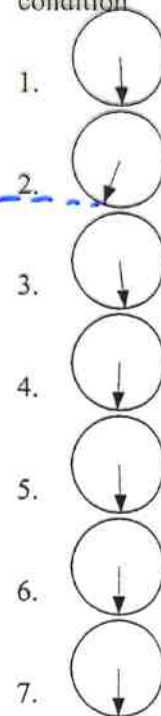
Bearings no 1, 2, 3, 4 and 5 are positioned in a straight line, i.e. 0.00 mm offset from the reference line. Bearings no 6 and 7 (gearbox bearings) are positioned 0.35 mm below reference line in cold condition.

### 3.2 Summary of bearing loads, both engines running

#### 3.2.1 MCR Warm condition

Brg. (no.)	Dist. (m)	Vertical ↓		Horizontal →		Resultant	
		Offset (mm)	Load (N)	Offset (m)	Load (N)	Load (N)	Angle $\alpha$ (Deg.)
1.	3,258	0,00	304875	0,00	11978	305110	177,8°
2.	13,950	0,00	135133	0,00	-50870	144391	200,6°
3.	22,203	0,00	158305	0,00	17771	159299	173,6°
4.	29,839	0,00	133100	0,00	-4890	133190	182,1°
5.	37,463	0,00	111297	0,00	1521	111307	179,2°
6.	42,521	-0,18	91847	0,00	-1086	91853	180,7°
7.	43,746	-0,18	81825	0,00	575	81827	179,6°

Load direction  
in MCR Warm  
condition



#### 3.2.2 Cold static condition

Brg. (no.)	Dist. (m)	Vertical ↓		Horizontal →		Resultant	
		Offset (mm)	Load (N)	Offset (mm)	Load (N)	Load (N)	Angle $\alpha$ (Deg.)
1.	3,258	0,00	456169	0,00	0	456169	180,0°
2.	13,950	0,00	97469	0,00	0	97469	180,0°
3.	22,203	0,00	171977	0,00	0	171977	180,0°
4.	29,839	0,00	127485	0,00	0	127485	180,0°
5.	37,463	0,00	118656	0,00	0	118656	180,0°
6.	42,521	-0,35	74763	0,00	0	74763	180,0°
7.	43,746	-0,35	93862	0,00	0	93862	180,0°





## 3.4 Slope boring evaluation

Length of aft stern tube bearing (no.1) 1,43 m  
 Diametrical clearance 1,1 mm

### Calculated slope at bearing no.1

#### MCR warm condition:

Vertical plane 0,226E-03 rad (0,226 mm/m)  
Horizontal plane 0,73E-03 rad (0,73 mm/m)

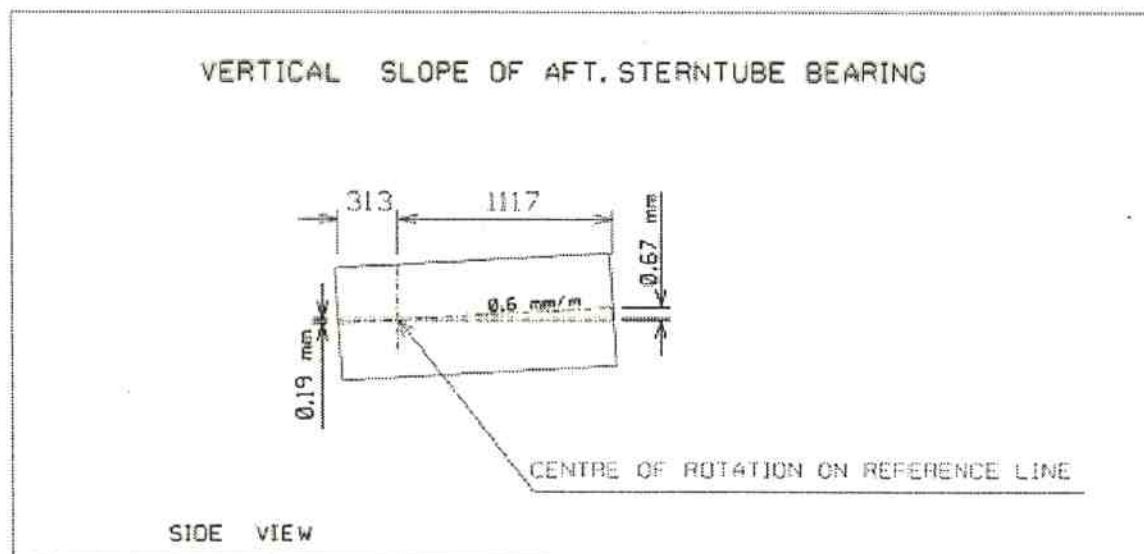
Static cold condition: 0,764E-03 rad (0,764 mm/m)

CALCOLO  
 VALORI  
 PRESCELTI

### 3.4.1 Conclusion

For cold static condition the slope in the aft bearing is high for vertical direction. For warm MCR condition the slope in the aft bearing is high in horizontal direction, in vertical direction the slope is low.

As agreed between Rolls-Royce AB and yard the aft bearing will be installed according to pictures below by yard. Vertical slope is 0.6 mm/m, aft part down. Horizontal slope is 0.3 mm/m, inward to vessel CL.



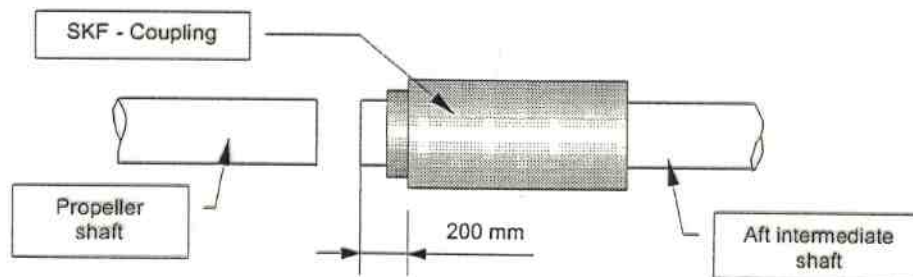
### 4.2.3 The SKF coupling

The SKF-coupling OKCA 530 is to be placed 880 mm forward from their original position shown on the shafting arrangement drawing i.e. the shaft is to protrude 200 mm from the SKF coupling. See also position on sketch below.

For further information of the SKF-coupling please use the "mounting and dismounting instruction" for "the SKF OKC coupling for shafts 100 - 1000" that you will find in the Rolls Royce Kamewa Service/Instruction Manual.

#### Information for mounting:

Lift up the intermediate shaft until the propeller shaft and the intermediate shaft are in a line. In this way it will be possible to mount the coupling with satisfying run-out. Make a run-out measurement after installation. The admissible run-out is 0.2 mm.







## 4.3 Gap and Sag information

The Gap and Sag is measured with the SKF-coupling dismantled. The aft and forward intermediate shafts are connected. The flange connection at the gearbox is disconnected. For gap/sag values see page 35.

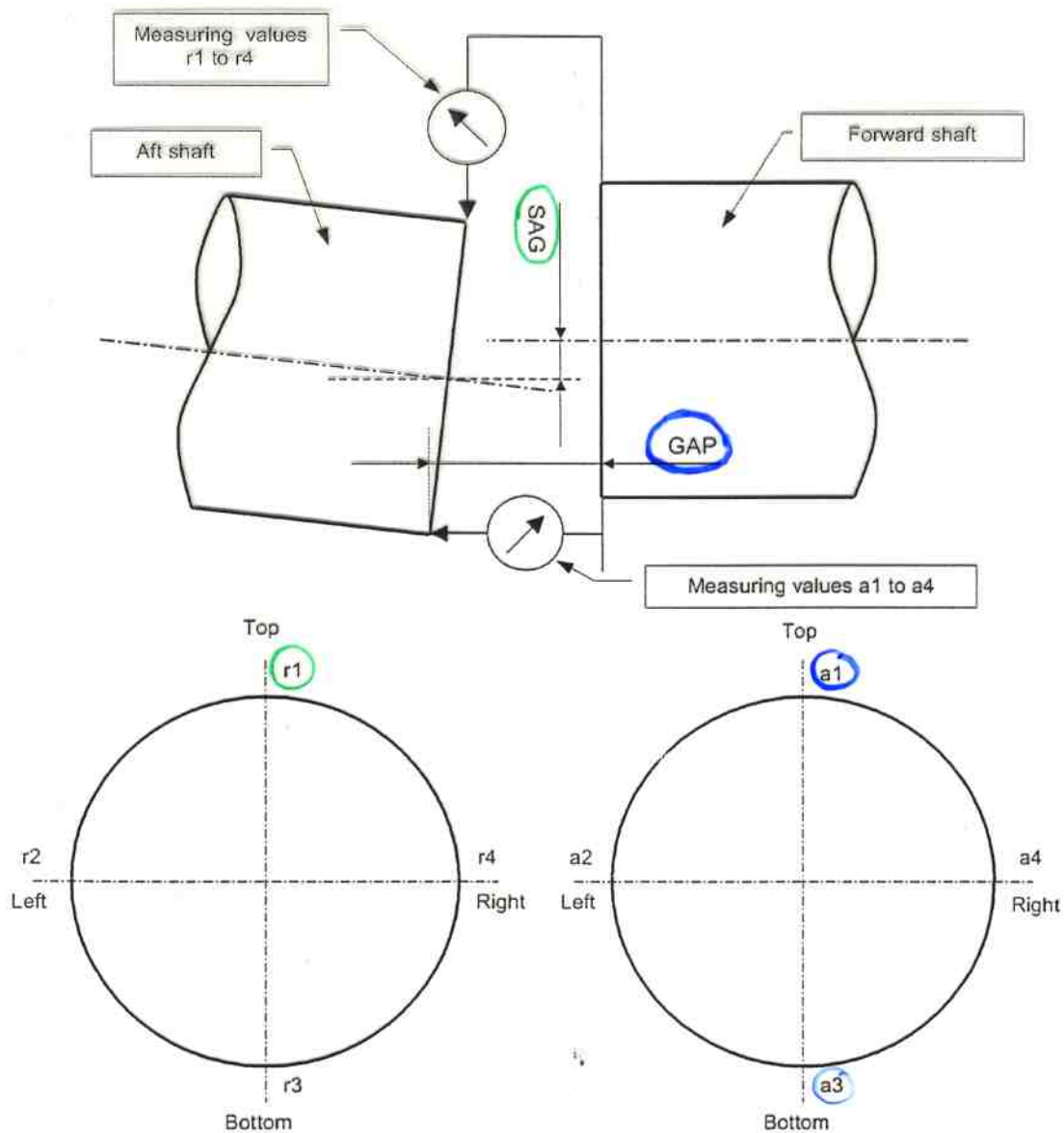
**Note!** The twin tube must be disconnected between shafts when measuring gap and sag.

### 4.3.1 Gap & Sag tolerances

Gap tolerance: +/- 0.05 mm

Sag tolerance: +/- 0.08 mm

**NB: MISURA SAG COME ABS  
MISURA GAP ≠**



The Sag value has to be calculated as follows:  
The Gap value has to be calculated as follows:

$$\text{SAG} = \frac{r1 - r3}{2}$$

$$\text{GAP} = a3 - a1$$

### 4.4.2 Jack load procedure

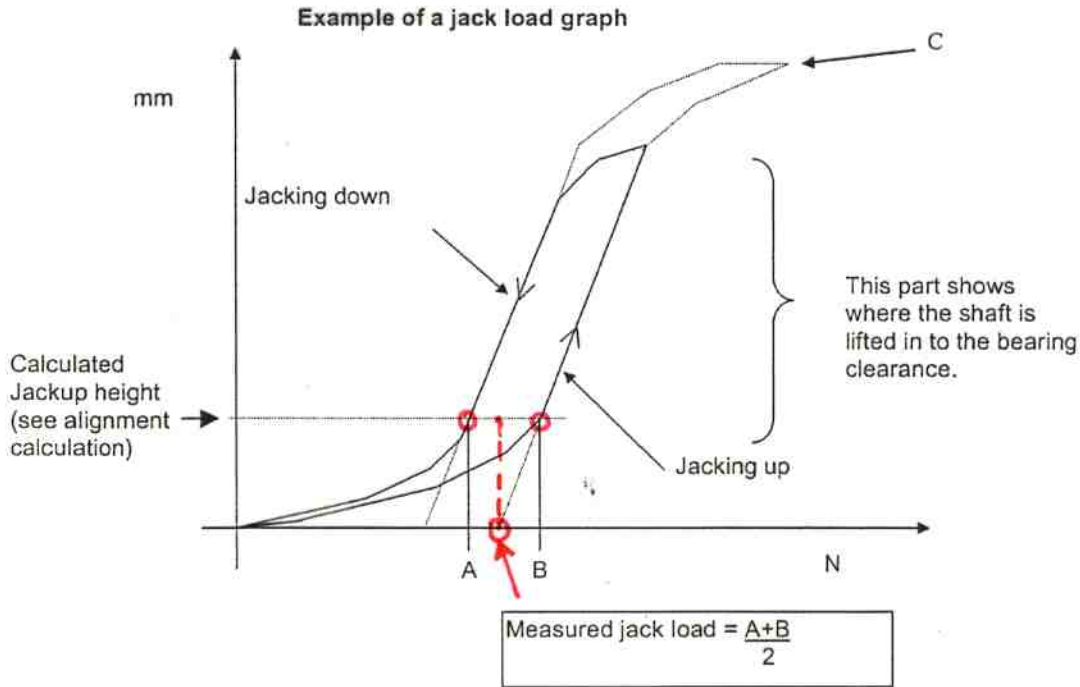
To obtain a value for the 'measured jack load' as accurate as possible, use a graph where the jack loads are registered at several vertical positions. The shaft has to be lifted further than the 'jack up' height, as these are the values that give the result. The shaft is lifted the hole bearing clearance and close to the top of the bearing. A suitable pressure gauge is used to measure the pressure at the measure points.

Values are registered both while the shaft is being jacked up and while it is lowered, due to friction in the jacking equipment these force values will be slightly lower. Use the jack load protocol on page 19.

The up and down values are printed into a graph (see below) and two slopes are to be identified. The first slope is when the shaft still is in contact with the bearing. At the 'jackup' height the shaft is free from the bearing and a different slope on the curves will appear. Draw a straight line for the jacking up slope and the jacking down slope so that A and B can be read out. The mean value of A and B is the measured jack load.

If the graph reaches point C then the shaft has been lifted to the top of the bearing and is in contact with the upper edge of the bearing. This may harm the bearing if the shaft is forced too high.

The difference of point A and B is the friction of the jack. If the friction is larger than 40% of the jack load ( $B-A > 0.4 \times \text{jack load}$ ) the measurement is not good enough for evaluation. The jack load measurement must therefore be performed again. The friction is normally caused by that the jack is not straight under the shaft or that the jack is not parallel to the shaft or a too large jack is used. If a load cell is used the friction will be very small if any.







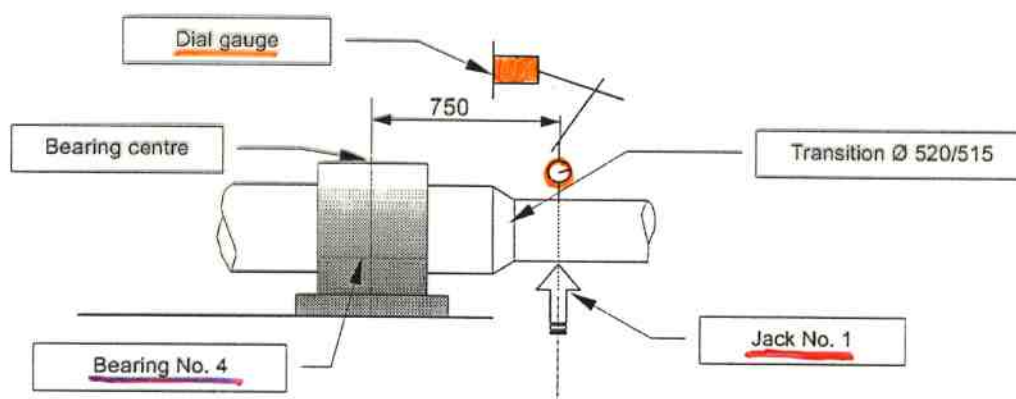
### 4.4.3 Jack load positions

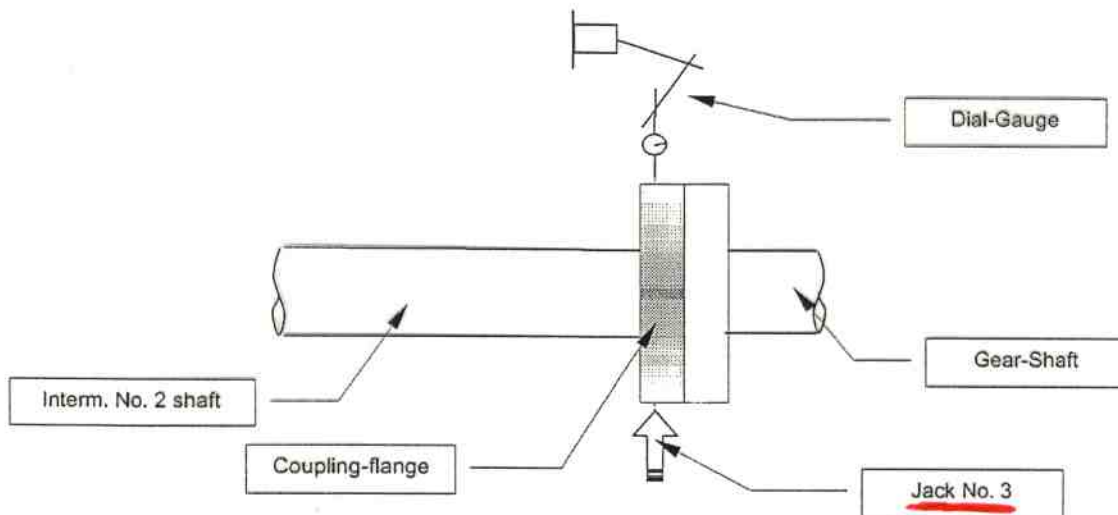
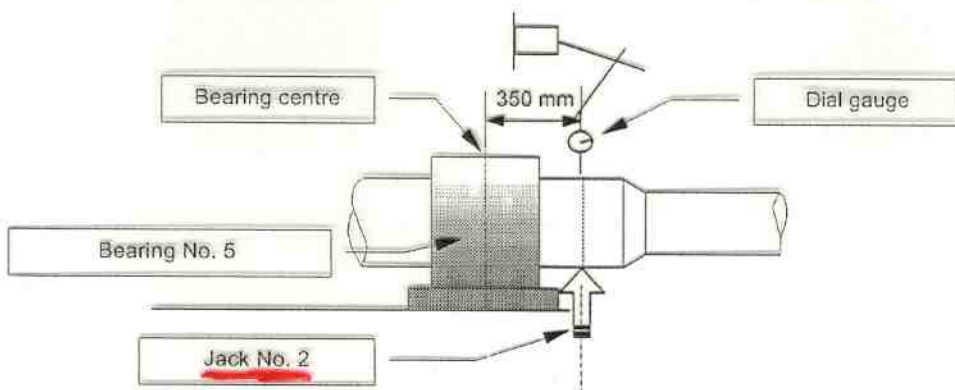
The jack load test must be carried out with the whole shaft line coupled.

Jack 1	On frame 44, 750 mm forward of the bearing center for bearing no 4.
Jack 2	On bearing baseplate, 350 mm forward of the bearing center for bearing no. 5.
Jack 3	Forward of frame 59, 768 mm aft of the bearing center for bearing no 6, i.e. on the coupling flange as close to the aft face of the aft coupling flange as possible.

For the calculated jack load values see page 36.

Jack load positions:







## 6 - VIBRAZIONI

- RICERCA DI RISONANZE PER TORSIONALI, ASSIALI E LATERALI
- TORSIONALI: OBBLIGATORIE DA SEMPRE, PROBLEMATICHE PER MOTORI 2T A BASSO NUMERO DI CILINDRI.
  - PER 4T, GLI ELEMENTI ELASTICI PRESENTI FORNISCONO QUASI SEMPRE SOLUZIONI EFFICACI, CON EVENTUALI COMPENSAZIONI SUI MOTORI
  - PER M.E.P. L'UNIFORMITÀ ECCELLENTE DEL MOMENTO TORCENTE È GENERALMENTE GARANZIA DI TRANQUILLITÀ
  - CONDIZIONI DI MALFUNZIONAMENTO: ESCLUSIONE DI UN CILINDRO, POSSIBILE VARIAZIONE DI RIGIDITÀ DEI GIUNTI FLESSIBILI PER RISCALDAMENTO/INVECCHIAMENTO, VARIAZIONE DI SMORZAMENTO DEI COMPENSATORI TIPO GEISLINGER O VISCOSO.
  - ELEVATA SENSIBILITÀ A VARIAZIONI DELLE CONDIZIONI OPERATIVE E/O DEI COMPONENTI PRINCIPALI
  - FONDAMENTALE: NIENTE EXTRATENSIONI, RISONANZE O RESTRIZIONI OPERATIVE TRA 80 E 105% DEI GIRI ELICA NOMINALI ALLA MCR.
- LATERALI E ASSIALI: RICHIEDONO ASSUNZIONI IPOTETICHE DI VALORI DI RIGIDITÀ DEI COMPONENTI (SUPPORTI, FILM D'OLIO), CON RELATIVE DIFFICOLTÀ SU SISTEMAZIONI PROTOTIPO.
  - FREQUENZE NATURALI PER LE ASSIALI, AMPIEZZE DI VIBRAZIONE E SPOSTAMENTI SU REGGISPINTA E ESTREMITÀ LIBERA (SMORZATORE PER M.P. 2T).
  - FREQUENZE, DEFORMATE, MOMENTI FLETTENTI PER LE LATERALI
  - $f$  NATURALI AL DI FUORI DEL CAMPO 90-110% DELLA 1<sup>a</sup> E 2<sup>a</sup> ARMONICA DI PALA ELICA
  - AMPIEZZA DI VIBRAZIONE LATERALE < 25% DEI GIOCHI DIAMETRALI DEI SUPPORTI
  - SUL REGGISPINTA, AMPIEZZA ASSIALE/LATERALE <  $(0,5 - f/60)$  mm DOVE  $f$  È LA FREQUENZA DI RIFERIMENTO IN Hz.
  - MAX. AMPIEZZA VIBRAZIONE LINEARE (LATERALE) SU ALBERI: 0,25 ÷ 0,5 mm

CALCOLI VIBRAZIONI TORSIONALI

5. TORSIONAL VIBRATION ANALYSIS

[ ELECTRIC PROPULSION MOTOR ]

5.1. Calculation model, input parameters

The calculations are carried out using Det norske Veritas computer program NV5235. Mass moments of inertia and torsional stiffnesses are calculated or taken from the submitted drawings and data.

The only significant excitation source is the propeller. The analysis is based on the following estimates for the propeller excitation:

- 4.order: 7 % of mean torque
- 8.order: 2 % of mean torque

Blade Number : 4 (CPP)

5.2. Natural frequencies

Natural frequencies are calculated for the two lower modes of vibration.. The natural frequencies are:

- 1.mode:  $F_I = 193$  c/min
- 2.mode:  $F_{II} = 1902$  c/min

The 1.mode is characterized by the propeller vibrating against the propulsion motor with the node in the intermediate shaft. The 2.mode has the nodes in the propeller shaft and in the rotor shaft.

Relative deflection and inertia torque tables are shown in Appendix B, page B3.

5.3. Dynamic response (Forced vibrations)

Forced response calculation is carried out for propeller excitation acc. to the propeller law. The dynamic response due to 4. and 8.order propeller excitation is calculated.

In addition to a tabular presentation of the vibratory stress/torque in all shafts, plots of stresses as function of propeller rpm are given for the propeller shaft (d = 536 mm), the intermediate shaft (d = 463 mm) and the aft part of the propulsion motor shaft (d = 512 mm).

The only significant resonance speed is the 1.mode, 4.order which occurs at 48 RPM.

The highest vibratory stresses in the running speed range occur at this resonance

→ Stresses very low (very low power level - nominal rpm  $\approx 150$ ) → PROPELLER SHAFT SYSTEM OK



(≡ AXIAL)

**LONGITUDINAL VIBRATION ANALYSIS**

**1. Calculation model, input parameters**

The calculations are carried out using Det norske Veritas computer program NV5235. The shaft system has been modeled as 10 lumped masses connected by massless springs representing the longitudinal shaft stiffness. The system is considered fixed in the hull at the thrust bearing. Masses and stiffnesses are calculated from the submitted drawings and data.

Intrained water at the propeller is estimated to 15800 kg (Schwanecke's formula).

The thrust bearing stiffness  $K_{10}$  expresses the stiffness between the thrust collar and "earth", i.e. the part of the hull structure which can be considered fixed relatively to the shafting. This stiffness has usually to be based on experience. For an installation of this type and magnitude we assume  $K_{10}$  to be about  $2.5 \cdot 10^9$  N/m. Due to the difficulty to stipulate an accurate value for the thrust bearing stiffness, the calculation has been carried out for values between  $1.5 \cdot 10^9$  and  $3.5 \cdot 10^9$  N/m.

The data of the lumped mass system are as shown below:

CEDIMENTI MISURABILI A BORDO  
↓  
VERIFICA DI RIGIDITA' DEL REGGISPINTA

Mass No.	Description	Mass : m (kg)	Stiffness : K ( $10^9$ N/m)
1	Propeller	51150	6.97
2	Propeller shaft	11300	6.92
3	Propeller shaft	8920	7.82
4	SKF coupling	10350	11.87
5	Flange 1	8390	4.95
6	Flange 2	10510	4.97
7	Flange 3	7680	20.78
8	<u>Thrust bearing</u>	8660	<u>20.78</u>
9	Rotor flange	6760	19.30
10	Rotor	64450	
	Thrust brg. stiffness		Variable

**4.2. Results and conclusion**

The following table gives the 1. and 2. mode natural frequencies and the 1. mode, 4. order resonance speed as function of the thrust bearing stiffness:

Thrust bearing stiffness ( $10^9$ N/m)	1. mode frequency (c/min)	2. mode frequency (c/min)	1. mode, 4. order resonance RPM
1.5	735	1762	184
2.5	862	1892	216
3.5	935	2014	234

⇒ Resonance (184 rpm) well above nominal rpm = 150 →  
SHAFT SYSTEM OK



## VIBRAZIONI LATERALI (WHIRLING) DELLA LINEA D'ALBERI.

- ECCITAZIONI : PICCHI ALTERNATI DELLA SPINTA DOVUTI ALLA SCIA ED ALLE VIBRAZIONI TORSIONALI  
     → ECCITAZIONI PERPENDICOLARI ALL'ASSE DELLA L.A.
- PARAMETRI DI VALUTAZIONE :
  - LIMITI GIRI ELICA
  - TIPO E NUMERO PALE
  - NUMERO E DIAMETRO ALBERI, PESI
  - RIGIDITÀ DEI SUPPORTI (BOCCOLE E CUSCINETTI)
  - DISTANZA TRA I SUPPORTI
  - LUNGHEZZA TOTALE DELLA L.A.

- IL "WHIRLING" È UNA VIBRAZIONE A FLESSIONE DI UN ALBERO. IL CENTRO DI GRAVITÀ DELLA SEZIONE RUOTA ATTORNO AL CENTRO IDEALE. IL MOTO PERIODICO DI DICE "PRECESSIONE."

$\omega$  = VELOCITÀ DI ROTAZIONE

$\Omega$  : FREQUENZA DI PRECESSIONE

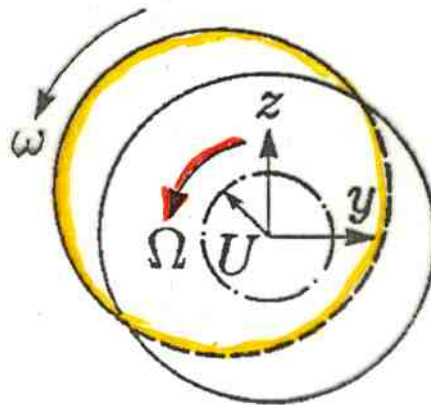
- SE  $\omega = \Omega$  , IL WHIRLING SI DICE "SINCRONO".
- SE  $\Omega > \omega$  , → FORWARD WHIRLING (FW)
- SE  $\Omega < \omega$  → REVERSE (COUNTER) WHIRLING (RW)

I MODI DI VIBRARE SI PRESENTANO IN UN NUMERO DI COPPIE ILLIMITATO (FW + RW). FW E RW SONO DOVUTI AL MOMENTO GIROSCOPICO → FREQUENZE NATURALI.

NB : VEDI SPIEGAZIONE IDRODINAMICA NEL CAPITOLO "PRESSURE PULSES".

# WHIRLING W

Whirling is a free bending vibration of a shaft. The inertia forces cause the centre of gravity to rotate around the centre. This periodical motion (precession) is illustrated in Figure ..  $\Omega$  is the precession frequency and  $\omega$  is the rotational speed.

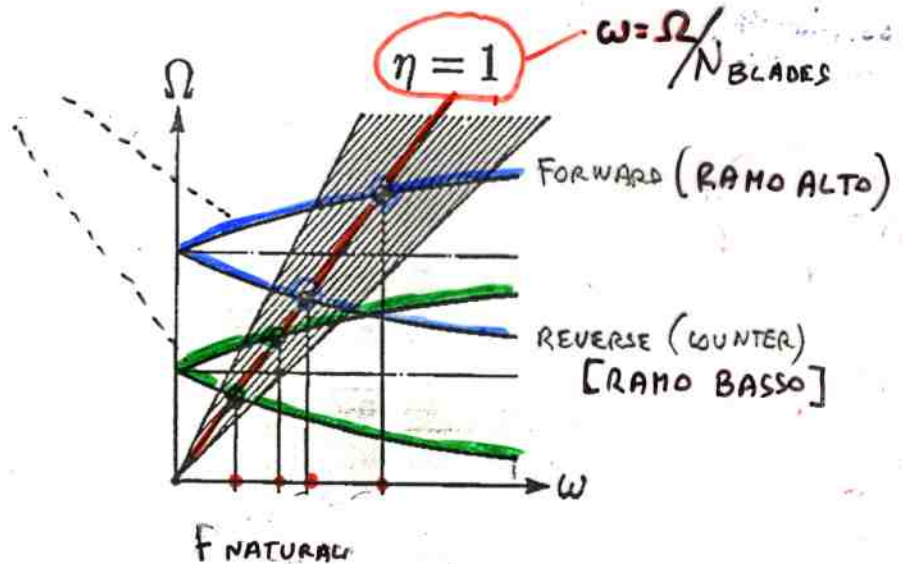


$U$ : Shaft Center Lateral Displacement

Precession.

SYNCHRONOUS WHIRLING

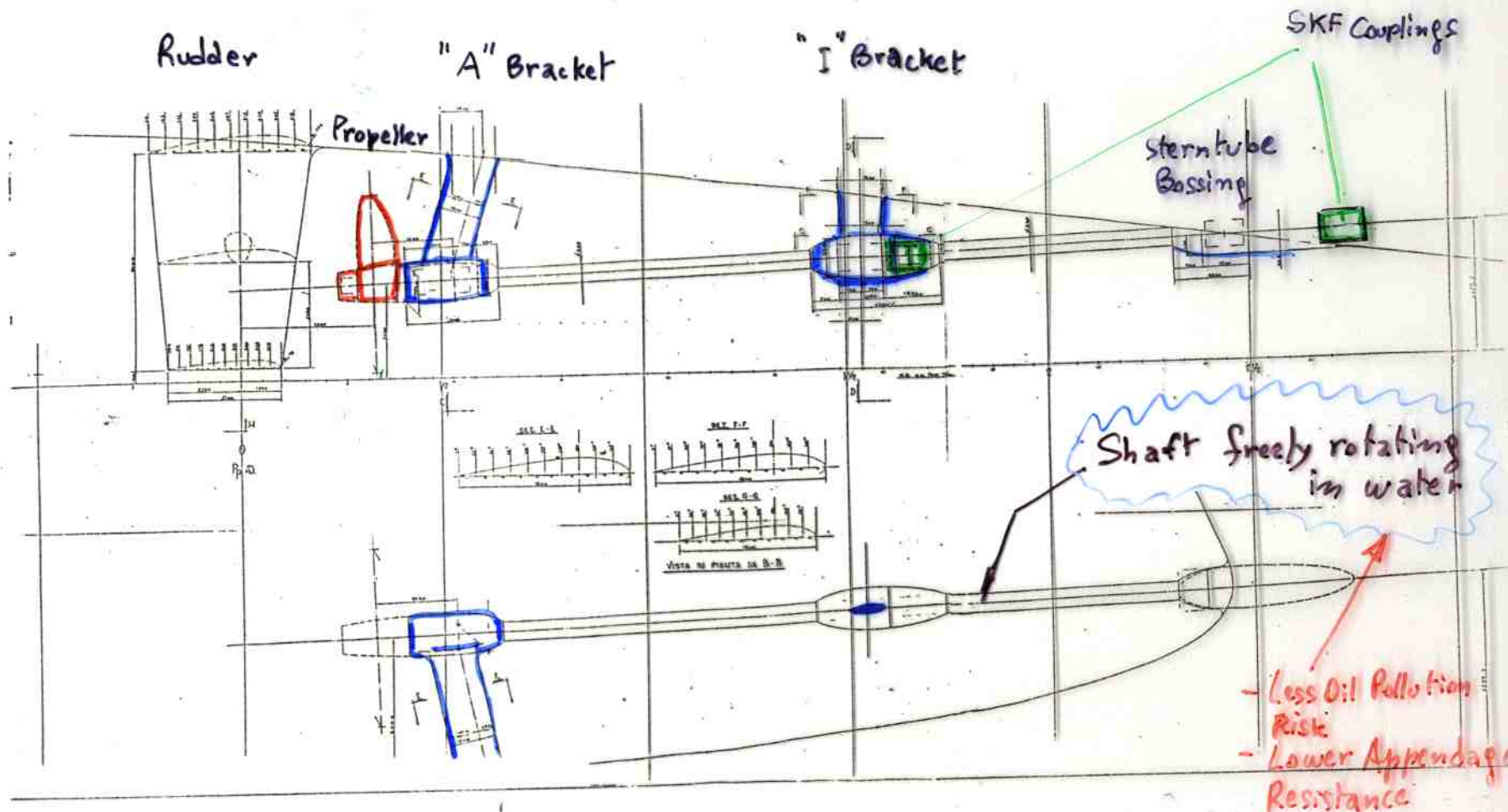
2 COPPIE  
DI NODI  
DI VIBRARE  
DELLE f  
NATURALI

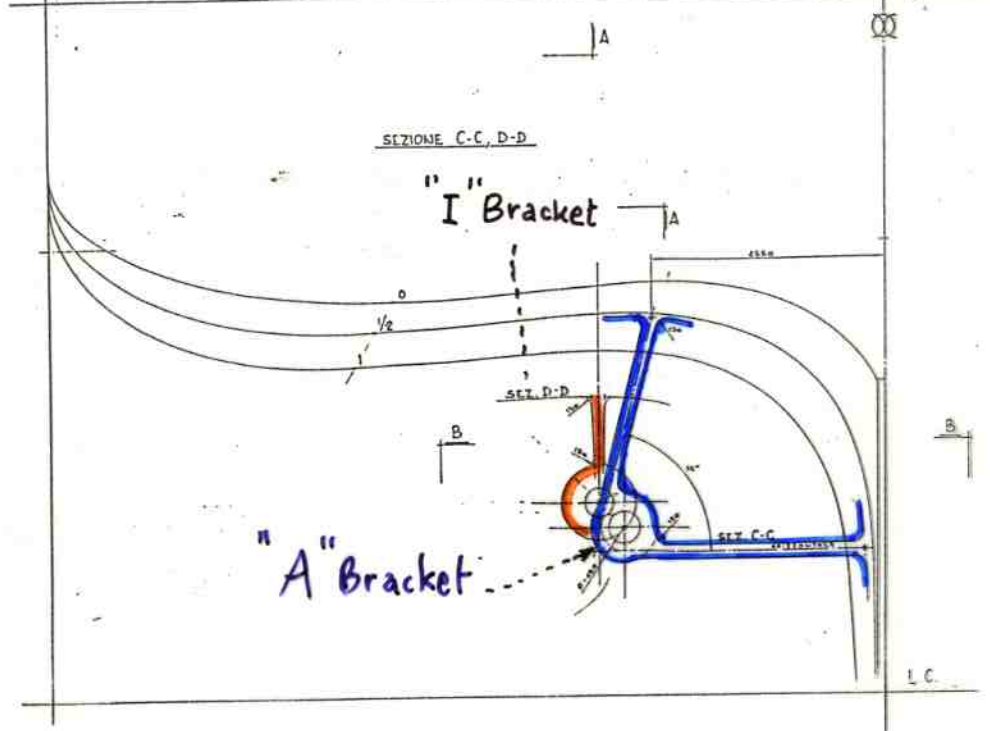
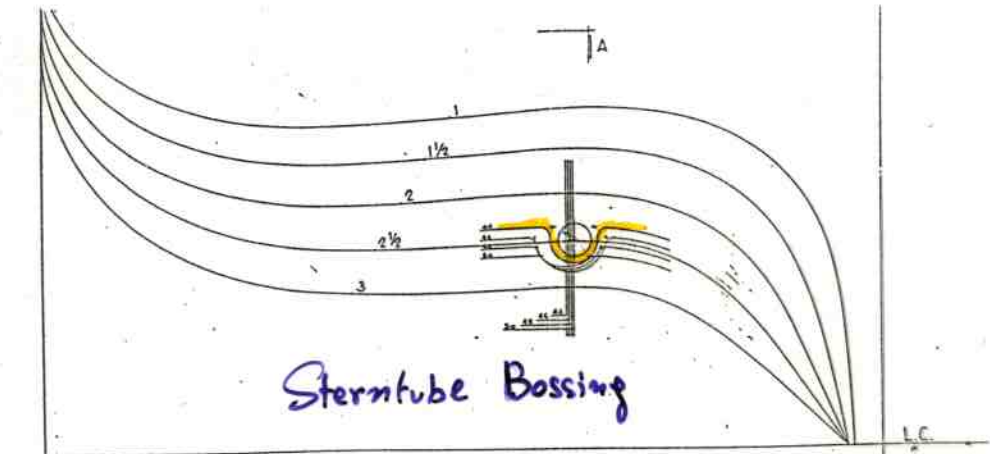


Modes.

Figure shows modes of natural frequencies. The modes occur in an unlimited number of pairs. The lower branch refers to *reverse whirl*, the upper branch refers to *forward whirl*. Reverse and forward whirl are due to gyroscopic moment.  $\omega = \Omega / N_{blades}$ , where  $N_{blades}$  is the number of propeller blades (*vibration order*).







## NATURAL VIBRATION FREQUENCIES

\*\*\*\*\*

Vibration order: 6

NUMERO PALE ELICA

REVERSE WHIRLING CRITICAL SPEED

\*\*\*\*\*

\*\*\*\*\*

(cpm)

(rpm)

282.71	47.12
643.75	107.29
1094.36	182.39
1311.01	218.50
1569.42	261.57
1855.05	309.18

Vibration order: 6

FORWARD WHIRLING CRITICAL SPEED

\*\*\*\*\*

\*\*\*\*\*

(cpm)

(rpm)

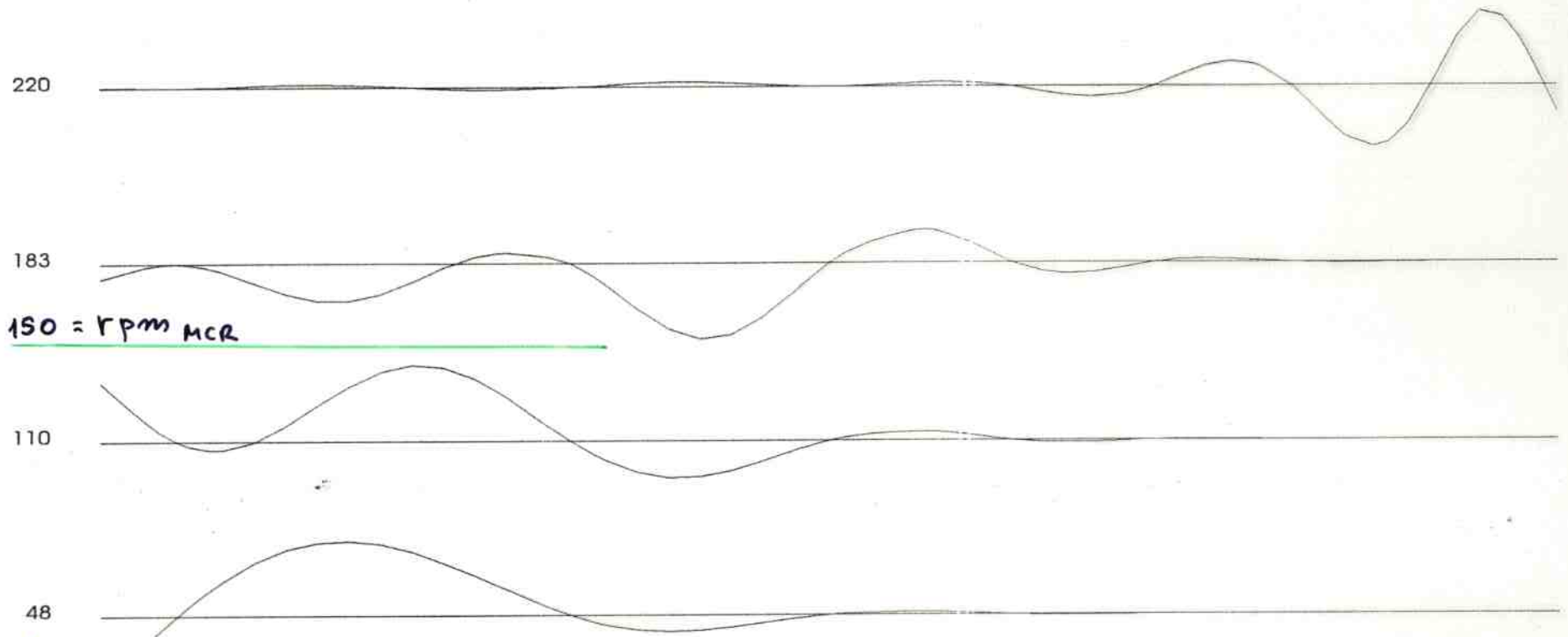
290.01	48.33
660.49	110.08
1099.17	183.20
1321.11	220.19
1585.06	264.18
1860.14	310.02

CRITERI DI VALUTAZIONE :

- CRITICA RAPPORATA A  $V_{MCR}$  (CAMPO SENSIBILE 80÷105%)
- % DI POTENZA EROGATA ALLA  $V_{CRITICA}$



# FORWARD WHIRLING

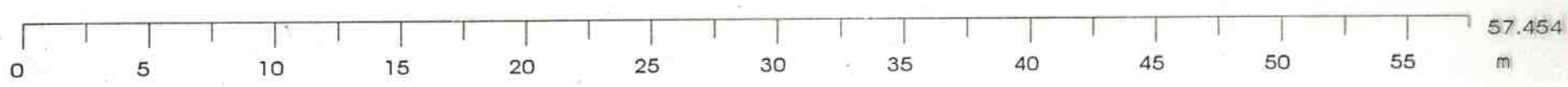
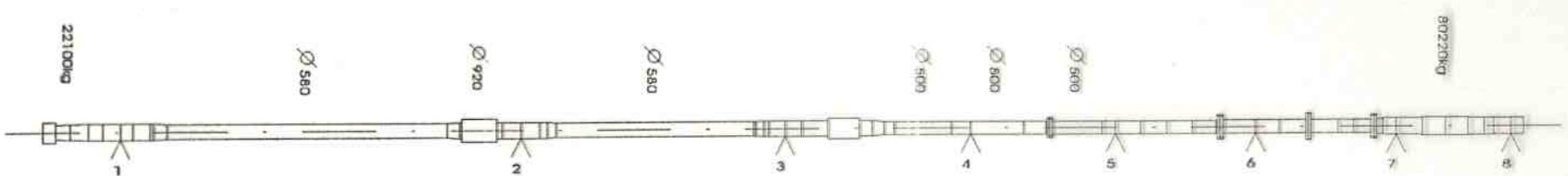


rpm

deflection mode

vibration order

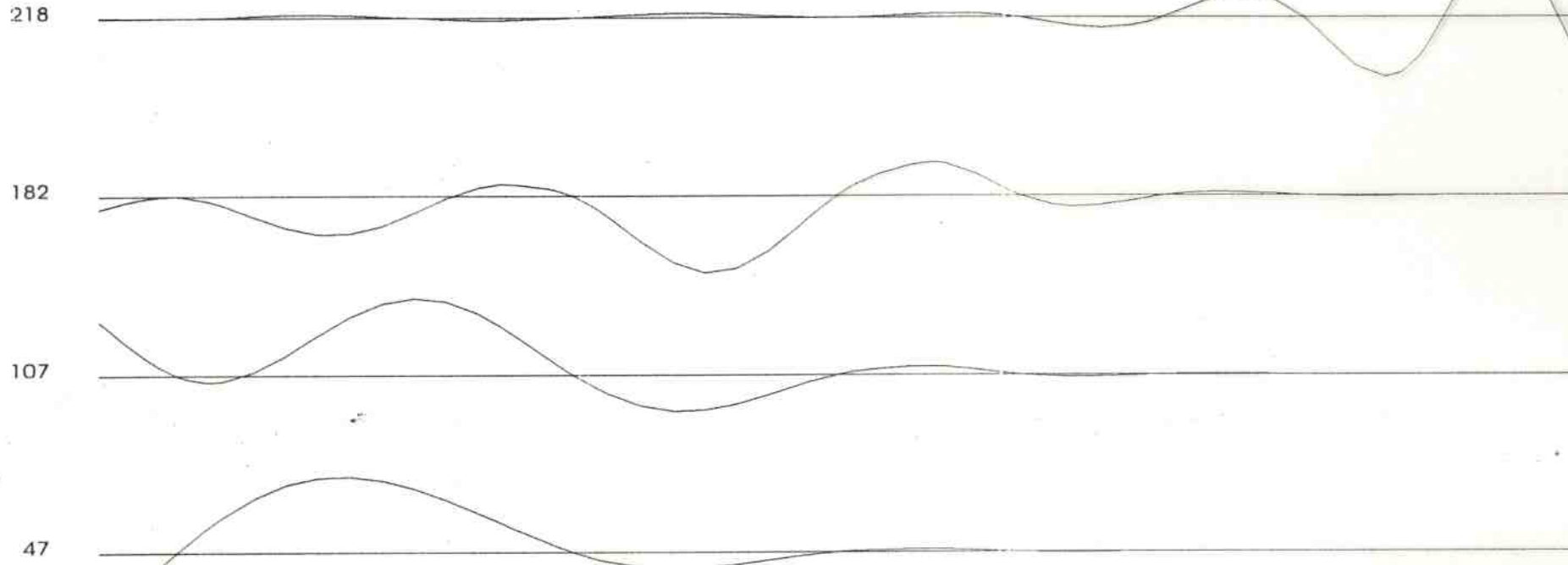
6



92

6

# REVERSE WHIRLING

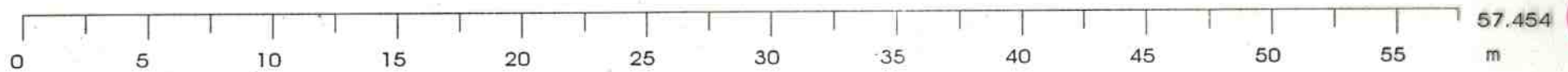
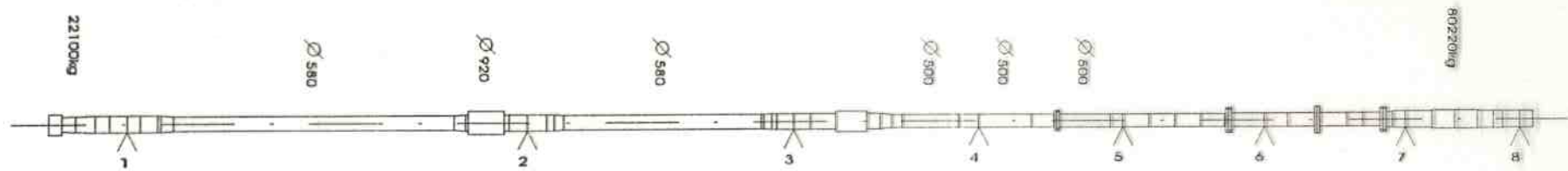


rpm

deflection mode

vibration order

6



L

93

CALCOLI VIBRAZIONI LATERALI

(WHIRLING)

ELICA A 4 PALE (C.P.P.)

3.2. Results and conclusion

The calculated 4. order natural frequencies (blade frequency) for the five lower modes of vibration and the corresponding resonance propeller speeds are shown below. Bearing stiffnesses are acc. to  $K_{nom}$ .

Mode	Counterwhirl		Forward whirl	
	c/min	RPM	c/min	RPM
1	296	74	315	79
2	730	183	740	185
3	1063	266	1063	266
4	1320	330	1321	330
5	1326	332	1326	332

It is seen that only the two lower modes of vibration are of practical interest.

The influence of variation of the stern tube bearing stiffnesses are shown below for the two lower modes of vibration. The 4. order natural frequencies and the corresponding resonance propeller speeds are shown (CW: Counterwhirl, FW: Forward whirl).

Stern tube brg. stiffnesses:	$0.70 \cdot K_{nom}$		$1.00 \cdot K_{nom}$		$1.30 \cdot K_{nom}$	
	c/min	RPM	c/min	RPM	c/min	RPM
1.Mode:						
4 CW	293	73	296	74	298	74
4 FW	312	78	315	79	317	79
2.Mode:						
4 CW	706	177	730	183	743	186
4 FW	713	178	740	185	755	189

As seen, the natural frequencies of especially the important 1.mode are insignificantly influenced by the chosen tolerance on the stern tube bearing stiffnesses.

The elastic mode shapes are illustrated on the plots and in the tables of the computer printouts in Appendix A (plots: pages A2-A5, tables: pages A10-A21). Only the case with nominal bearing stiffnesses  $K_{nom}$  is included as the mode shapes are only slightly influenced from the chosen variation in the stern tube bearing stiffnesses.

The 1.mode is the common propeller mode which is characterized by the propeller vibrating against the propeller shaft span. The maximum displacement occurs in this shaft span. The vibration nearly disappears forward of bearing No.3.



The 2.mode is characterized by a dominant vibration of the propeller shaft span, but with low participation of the propeller; i.e. low excitation. The 2.mode resonances are further found to be lying sufficient above the MCR speed, e.g. 2.mode, 4.order counterwhirl is estimated to occur at about 122 % of the MCR speed.

8.order vibrations are considered to be of no practical importance as the excitation forces normally are small.

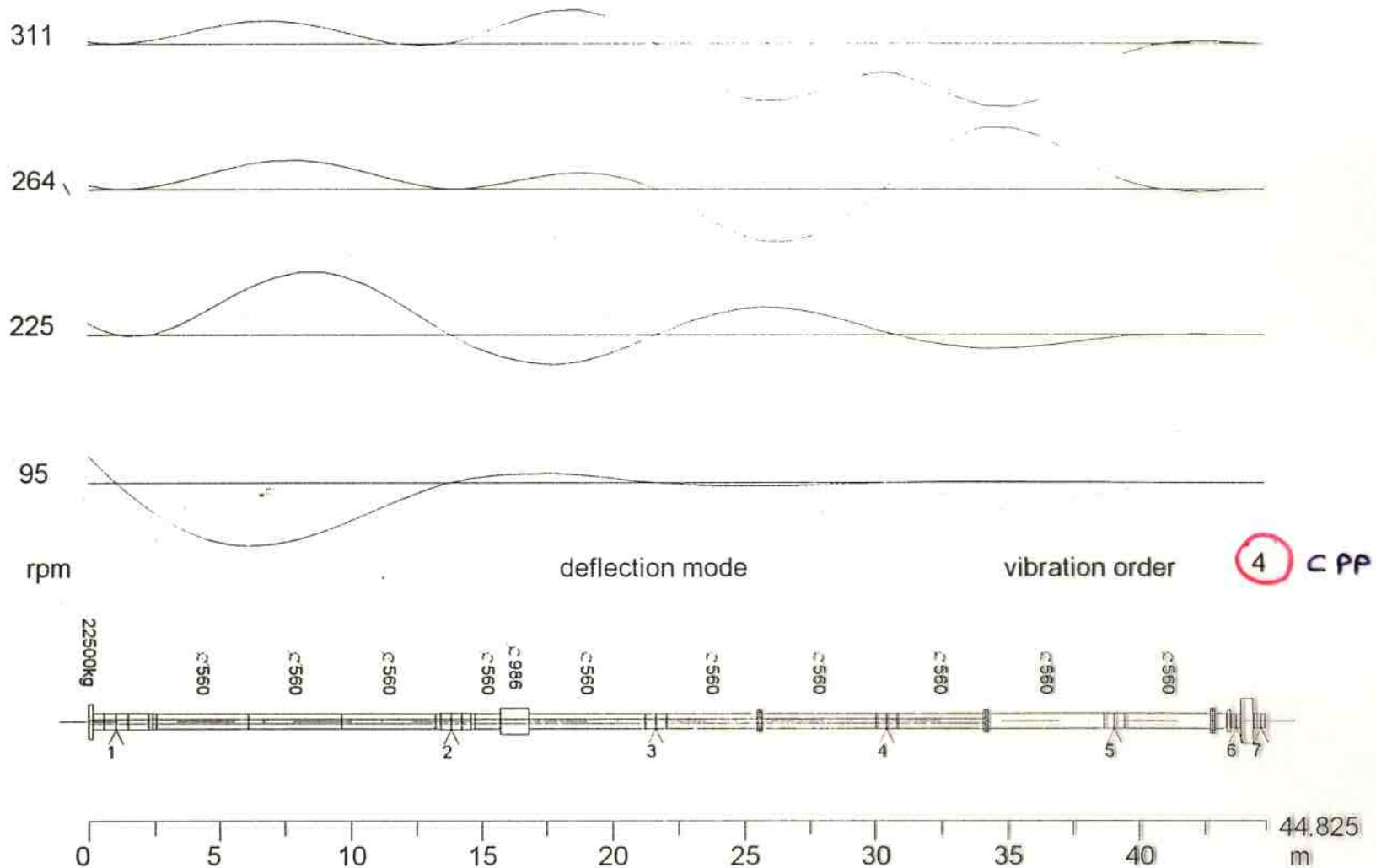
Conclusion:

The propeller shaft system is considered satisfactory with regard to critical whirling vibrations due to propeller excitation and mass unbalance.

# FORWARD WHIRLING

FINCANTIERI - TS uff. TR/ARC  
P.8167 - P&O FAST FERRY (170)

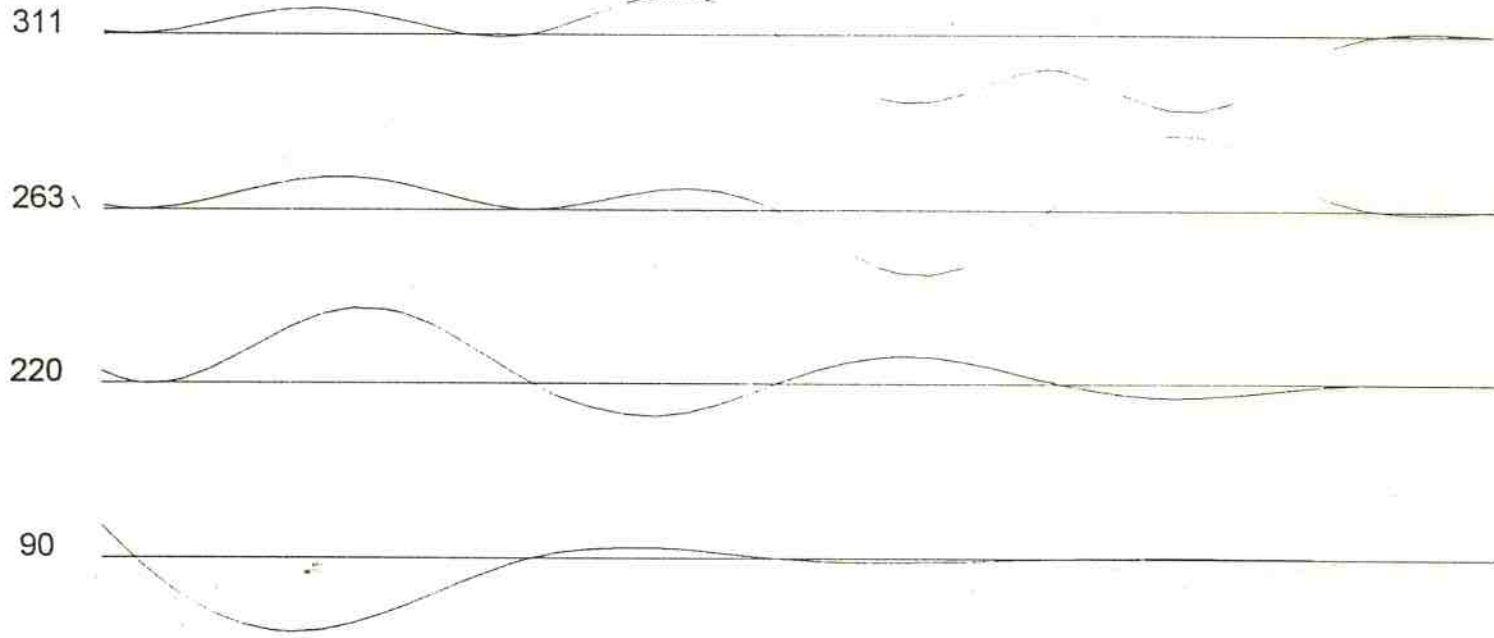
Fincantieri  
1999- 2- 5



# REVERSE WHIRLING

FINCANTIERI - TS uff. TR/ARC  
P.8167 - P&O FAST FERRY (170)

Fincantieri  
1999-2-5

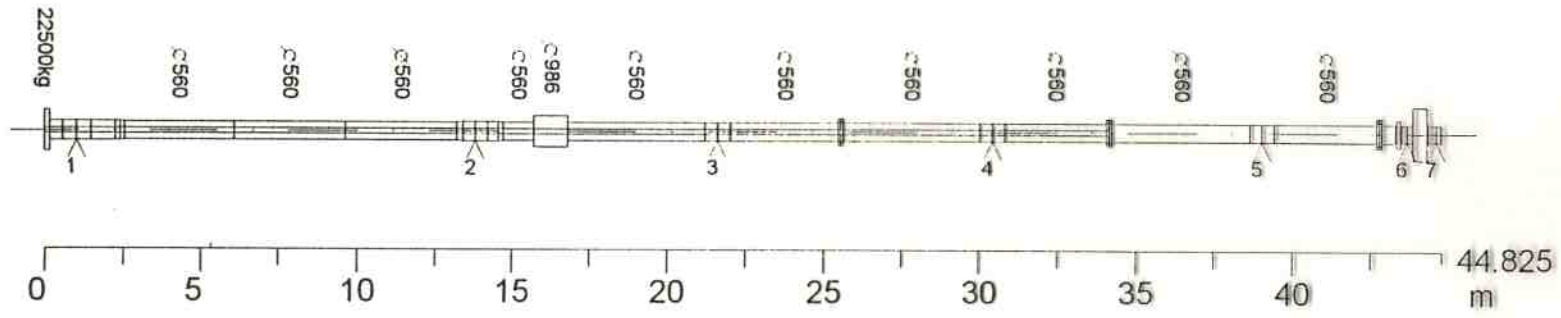


rpm

deflection mode

vibration order

4







## REPORT

VALUTAZIONE T - A - W

(CROCIERA D/E)

Date 25 March, 1996	Dept./Sec. DTP294	Project No 2949126	Type of Report Technical
Approved by for Det Norske Veritas AS  <i>Jon Rysst</i> Jon Rysst		Client, Sponsor  ABB Industry Oy, Marine Division	Client's ref.  VKA/ Arto Rautelin

## Summary

This study comprises an evaluation of the possibility of critical vibrations in the propulsion shaft system due to propeller excitation or mass unbalance.

Whirling vibration: The main excitation source is the 4.order propeller forces/moments. The 1.mode, 4.order forward whirl resonance is expected to occur at 87 RPM, i.e. at abt. 59% of the MCR speed (147-RPM). This is not considered critical as the excitation forces normally are low for this type of ship and also are considerably reduced at this low speed. 2.mode, 4. order resonances are considered to be sufficient above the MCR speed.

Longitudinal vibration: The 4.order critical speed is calculated to occur well above the MCR speed.

8. order vibrations are considered to be of no practical importance as the excitation forces normally are low.

Torsional vibration: The only significant resonance speed is the 1.mode, 4.order which occurs at 53 RPM. The highest vibratory stresses in the running speed range occur at this resonance, but they are very low.

Conclusion: The propulsion shaft system is considered satisfactory with regard to propeller induced shaft vibrations.

DNV Rep.No. 96-0165 / J20	Subject Group KB	4 Indexing terms				
Title of Report  <b>FINCANTIERI Newb. No. 5980:</b> <b>Vibration analysis of propeller shaft system</b>		<table border="1"> <tr><td>WHIRLING</td></tr> <tr><td>LONGITUDINAL VIBRATION</td></tr> <tr><td>TORSIONAL VIBRATION</td></tr> <tr><td>CALCULATION</td></tr> </table>	WHIRLING	LONGITUDINAL VIBRATION	TORSIONAL VIBRATION	CALCULATION
WHIRLING						
LONGITUDINAL VIBRATION						
TORSIONAL VIBRATION						
CALCULATION						

## Distribution statement:

No distribution without permission from the responsible department / client

Limited distribution within Det Norske Veritas AS

Unrestricted

Work carried out by  <i>Odd Carsten Larsen</i> Odd Carsten Larsen	  <i>Hans Kr. Eriksen</i> Hans Kr. Eriksen
--	---

Date of last revision	Rev. No.	Number of pages 37
-----------------------	----------	-----------------------

It is agreed that save as provided below Det Norske Veritas, its subsidiaries, bodies, officers, directors, employees and agents shall have no liability for any loss, damage or expense allegedly caused directly or indirectly by their mistake or negligence, breach of warranty, or any other act, omission or error by them, including gross negligence or wilful misconduct by any such person with the exception of gross negligence or wilful misconduct by the governing bodies or senior executive officers of Det Norske Veritas. This applies regardless of whether the loss, damage or expense has affected anyone with whom Det Norske Veritas has a contract or a third party who has acted or relied on decisions made or information given by or on behalf of Det Norske Veritas. \* However, if any person uses the services of Det Norske Veritas or its subsidiaries or relies on any decision made or information given by or on behalf of them and in consequence suffers a loss, damage or expense proved to be due to their negligence, omission or default, then Det Norske Veritas will pay by way of compensation to such person a sum representing his proved loss. \* In the event Det Norske Veritas or its subsidiaries may be held liable in accordance with the sections above, the amount of compensation shall under no circumstances exceed the amount of the fee, if any, charged for that particular service, decision, advice or information. \* Under no circumstances whatsoever shall the individual or individuals who have personally caused the loss, damage or expense be held liable. \* In the event that any provision in this section shall be invalid under the law of any jurisdiction, the validity of the remaining provisions shall not in any way be affected.

### 3. WHIRLING VIBRATION ANALYSIS

#### 3.1. Calculation model, input parameters

The calculation of natural whirling frequencies and elastic modes of vibration has been carried out using computer program WHIRL from SHAFT ANALYSIS AB. The program determines the natural frequencies for specific orders of whirl, using the transfer matrix method. The effect of rotating inertia, gyroscopic precession and flexibility of bearing supports are considered.

All bearings are modeled as linear lateral springs. The point of support in the aft stern tube bearing is chosen 395 mm from the aft end. For all the other bearings the point of support is chosen at the bearing mid-point.

The water allowance on propeller mass has been estimated to 3675 kg (Schwänecke's formula). As accurate values of bearing stiffnesses are difficult to determine, the calculation has been carried out with the estimated stiffness values  $K_{nom}$  and additionally with the stern tube bearing stiffnesses equal to  $K_{nom} \pm 30\%$ .

The following nominal lateral bearing stiffnesses have been estimated:

Bearing No.	Stiffness $K_{nom}$ (N/m)
1	$0.75 \cdot 10^9$
2	$0.40 \cdot 10^9$
3	$0.45 \cdot 10^9$
4	$0.45 \cdot 10^9$
5	$0.45 \cdot 10^9$
6	$0.30 \cdot 10^9$
7	$1.40 \cdot 10^9$
8	$1.00 \cdot 10^9$

The data of the shaft system is further shown in the Computer Printouts in Appendix A.

#### 3.2. Results and conclusion

The only significant excitation sources to be considered are the 1.order (due to mass unbalance) and the 4.order (due to propeller excitation).

The calculated 4.order natural frequencies (blade frequency) for the four lower modes of vibration and the corresponding resonance propeller speeds are shown below. Bearing stiffnesses are acc. to  $K_{nom}$ .

Mode	Counterwhirl		Forward whirl	
	c/min	RPM	c/min	RPM
1	328	82	349	87
2	726	181	743	186
3	1092	273	1092	273
4	1272	318	1272	318



It is seen that only the two lower modes of vibration are of practical interest for 4.order propeller excitation. 1.order resonances are well above the MCR speed and are of no interest.

The 1.mode, 4.order forward whirl resonance speed is estimated at about 59 % of the MCR speed (147 RPM).

The 2.mode, 4.order counter whirl resonance speed is estimated at about 123 % of the MCR speed.

The influence of variation of the somewhat uncertain stern tube bearing stiffnesses are shown below for the two lower modes of vibration. The 4.order natural frequencies and the corresponding resonance propeller speeds are shown (CW: Counterwhirl, FW: Forward whirl).

Stern tube brg. stiffnesses:	0.70•K <sub>nom</sub>		1.00•K <sub>nom</sub>		1.30•K <sub>nom</sub>	
	c/min	RPM	c/min	RPM	c/min	RPM
<u>1.Mode:</u>						
4 CW	325	81	328	82	329	82
4 FW	345	86	349	87	350	88
<u>2.Mode:</u>						
4 CW	697	174	726	181	740	185
4 FW	710	177	743	186	761	190

As seen, the natural frequencies of the especially important 1.mode are insignificantly influenced by the chosen tolerance on the stern tube bearing stiffnesses.

The elastic mode shapes are illustrated on the plots and in the tables of the computer printouts in Appendix A (plots: pages A1-A2, tables: pages A8-A17). Only the case with nominal bearing stiffnesses K<sub>nom</sub> is included as the mode shapes are only slightly influenced from the chosen variation in the stern tube bearing stiffnesses.

The 1.mode is the common propeller mode which is characterized by the propeller vibrating against the propeller shaft span. The maximum displacement occurs in this shaft span. The vibration nearly disappears forward of bearing No.3.

However, as the resonance is estimated to occur at a relatively low propeller speed, the mode is not considered critical as the excitation forces normally are low for this type of ship and are also further reduced at this low speed.

The 2.mode resonances are considered to be sufficient above the MCR speed. This mode is characterized by a dominant vibration of the propeller shaft span, but with relatively low participation of the propeller; i.e. low excitation

1.order resonances (mass unbalance) are well above the MCR speed.

#### Conclusion:

The propeller shaft system is considered satisfactory with regard to critical whirling vibrations due to propeller excitation and mass unbalance.



## 4. LONGITUDINAL VIBRATION ANALYSIS

### 4.1. Calculation model, input parameters

The calculations are carried out using Det norske Veritas computer program NV5235. The shaft system has been modeled as 11 lumped masses connected by massless springs representing the longitudinal shaft stiffness. The system is fixed in the hull at the thrust bearing through the thrust bearing stiffness. Masses and stiffnesses are calculated from the submitted drawings and data.

Entrained water at the propeller is estimated to 12600 kg (Schwanecke's formula).

The thrust bearing stiffness  $K_{11}$  expresses the stiffness between the thrust collar and "earth", i.e. the part of the hull structure which can be considered fixed relatively to the shafting. This stiffness has usually to be based on experience. For an installation of this type and magnitude we assume  $K_{11}$  to be about  $2.5 \cdot 10^9$  N/m. Due to the difficulty to stipulate an accurate value for the thrust bearing stiffness, the calculation has been carried out for values between  $1.5 \cdot 10^9$  and  $3.5 \cdot 10^9$  N/m.

The data of the lumped mass system are as shown below:

Mass No.	Description	Mass : m (kg)	Stiffness : K ( $10^9$ N/m)
1	Propeller	42650	6.49
2	Propeller shaft	12365	6.48
3	Propeller shaft	8430	10.07
4	SKF coupling	8885	12.57
5	Flange 1	6890	6.05
6	Flange 2	7730	6.05
7	Flange 3	8540	5.99
8	Flange 4	6150	20.00
9	Thrust bearing	9255	20.00
10	Rotor flange	6310	20.15
11	Rotor	58130	
	Thrust brg. stiffness		Variable

### 4.2. Results and conclusion

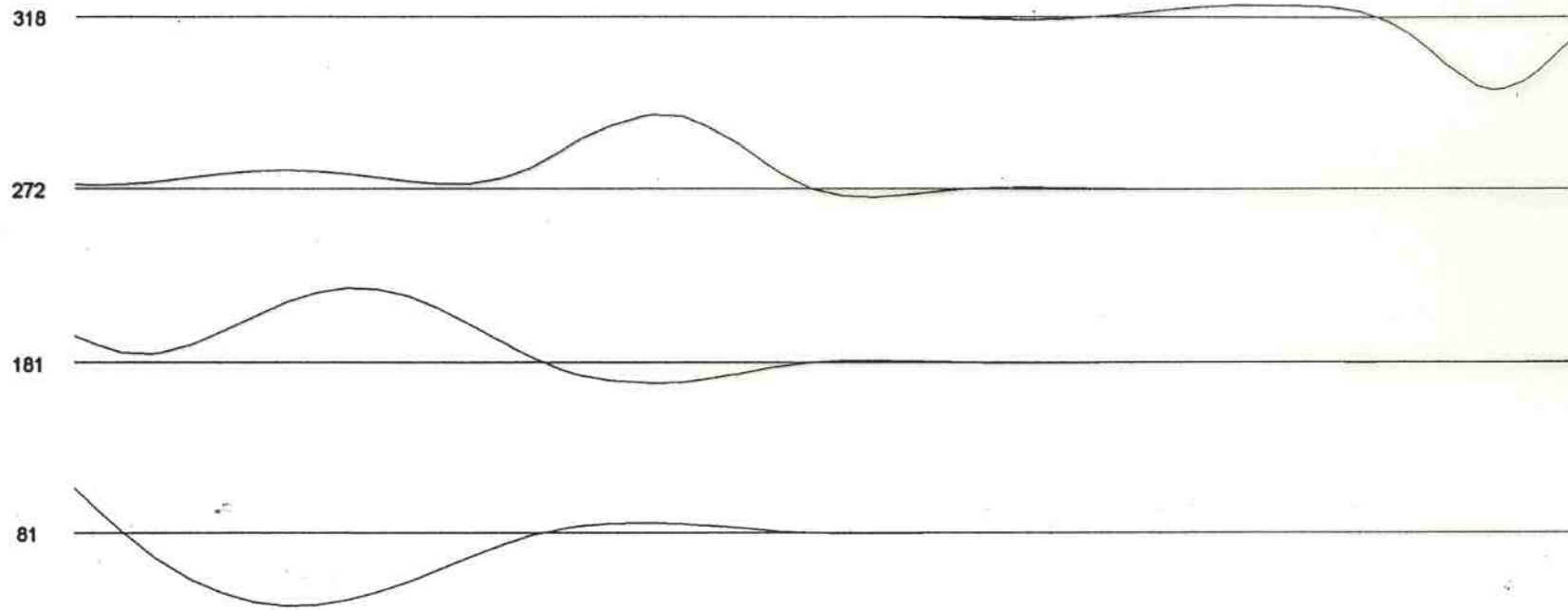
The following table gives the 1. and 2.mode natural frequencies and the 1.mode, 4.order resonance speed as function of the thrust bearing stiffness:

Thrust bearing stiffness ( $10^9$ N/m)	1.mode frequency (c/min)	2.mode frequency (c/min)	1.mode, 4.order resonance RPM
1.5	755	1803	189 (>447)
2.5	882	1945	221
3.5	953	2079	238

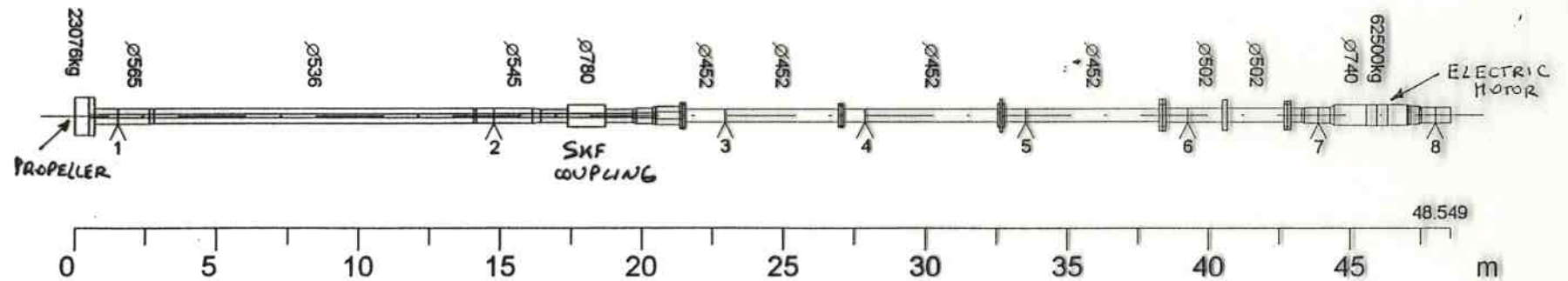
Fincantieri NB 5980  
Estimated brg. stiffnesses

# REVERSE WHIRLING RELATIVE DEFLECTION

DnVC  
1996-3-18



rpm  
vibration order: 4.00



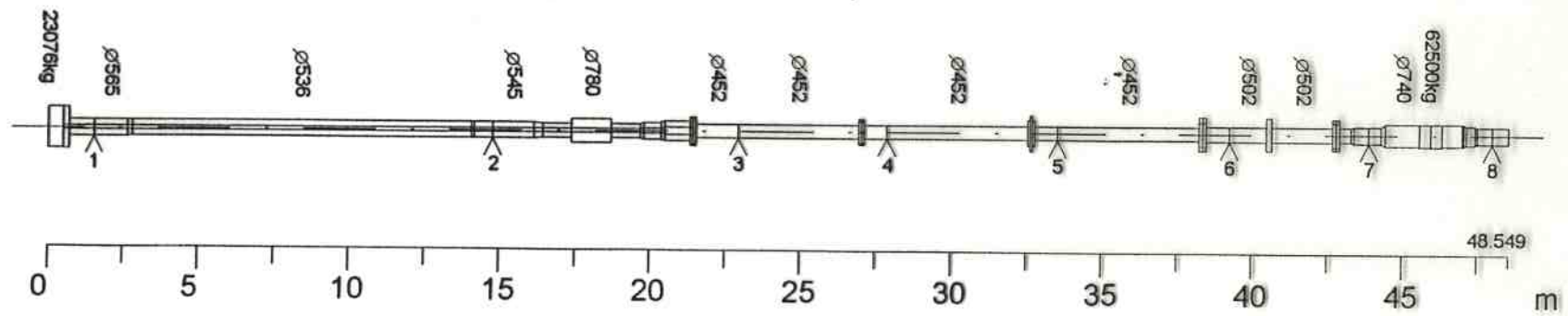
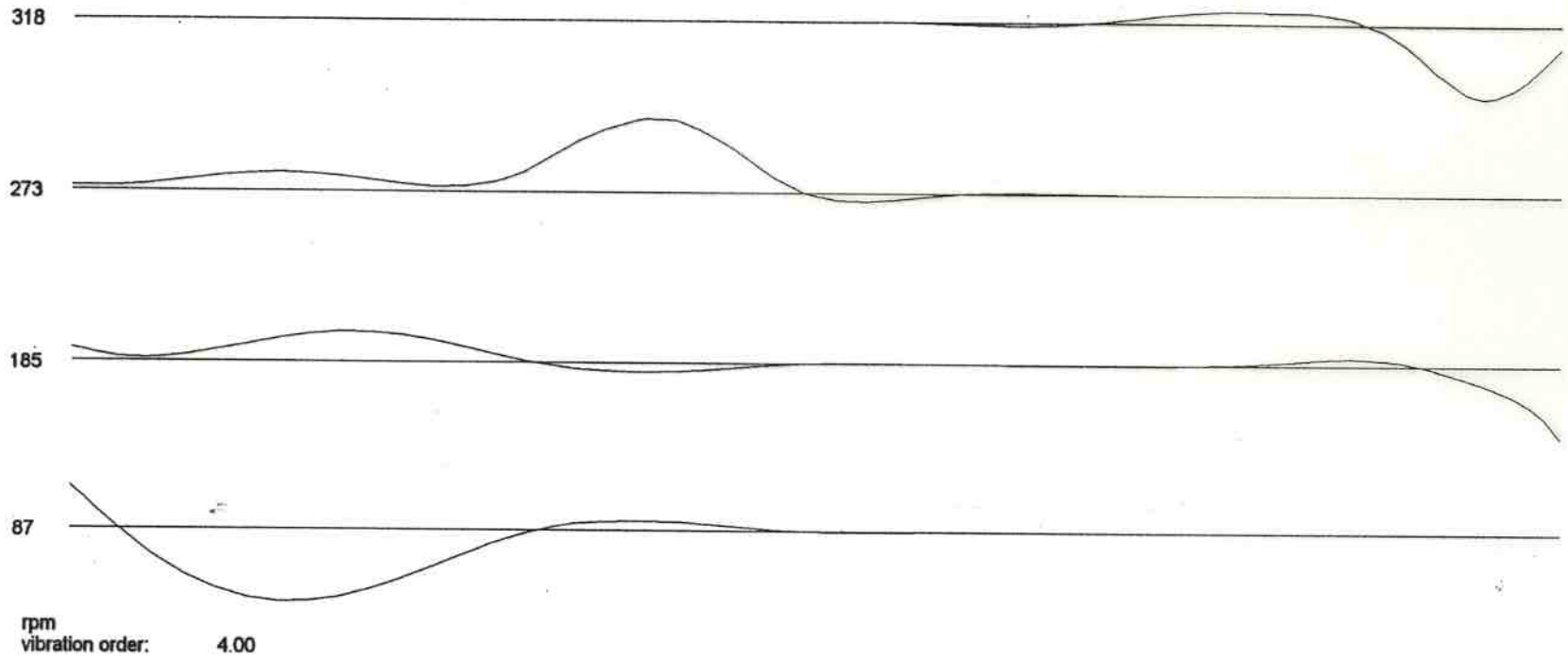
102

Fincantieri NB 5980  
Estimated brg. stiffnesses

# FORWARD WHIRLING

RELATIVE DEFLECTION

DnVC  
1996-3-18







## Proximity sensors installation

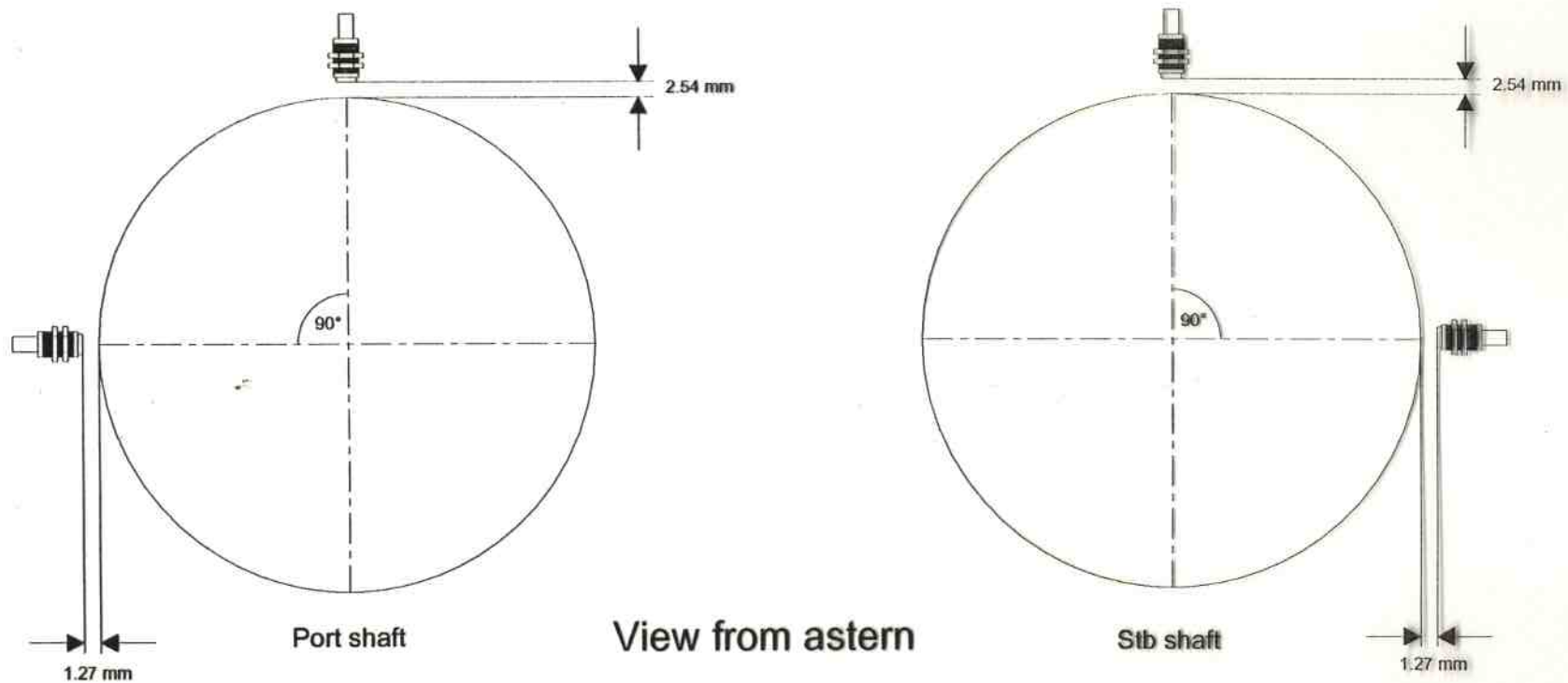
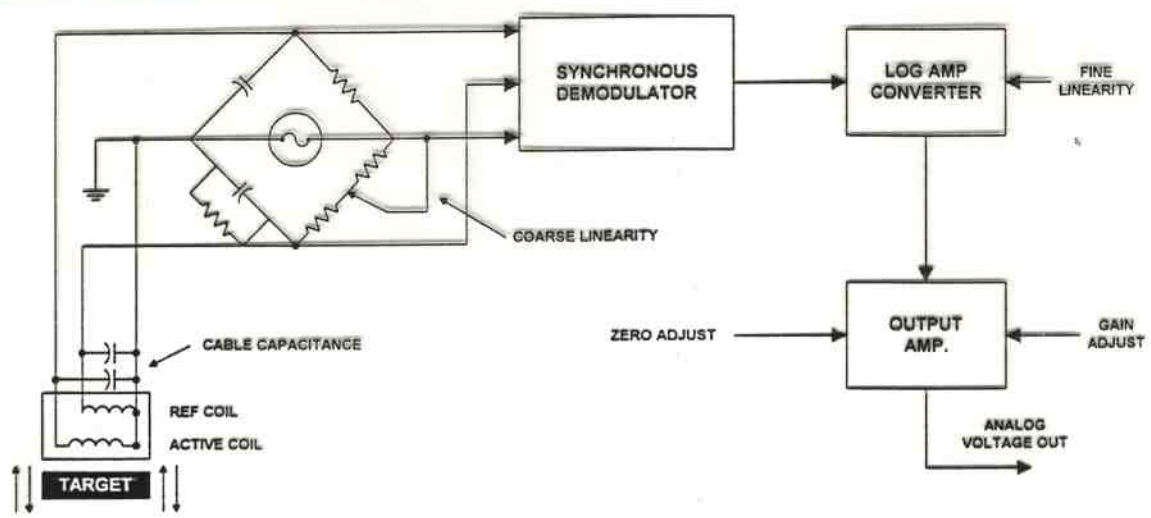


fig. 2

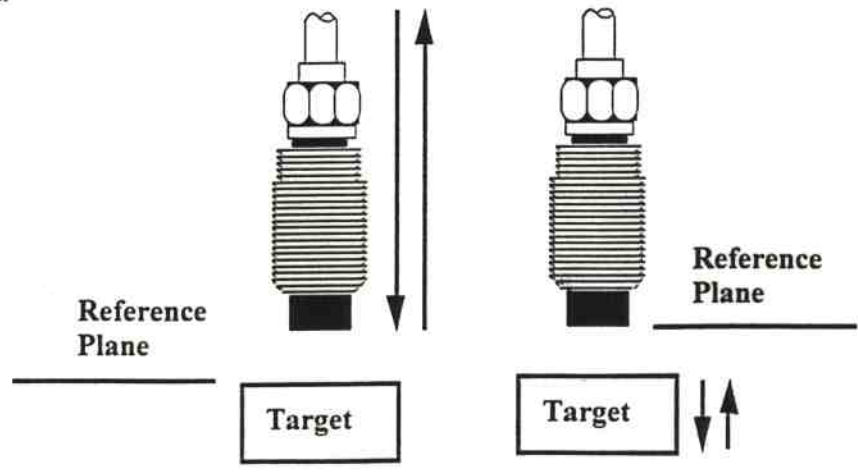
Kaman Instrumentation's KD-2300 family of displacement measuring systems uses inductive technology to determine the position of a target relative to the system sensor.

An AC current flows through the sensor coil, generating an electromagnetic field which radiates out from the sensor. As the conductive target enters this field, the sensor induces a current flow; it produces a secondary opposing field, reducing the intensity of the original. This opposing electromagnetic field results in an impedance variation in the sensor coil.

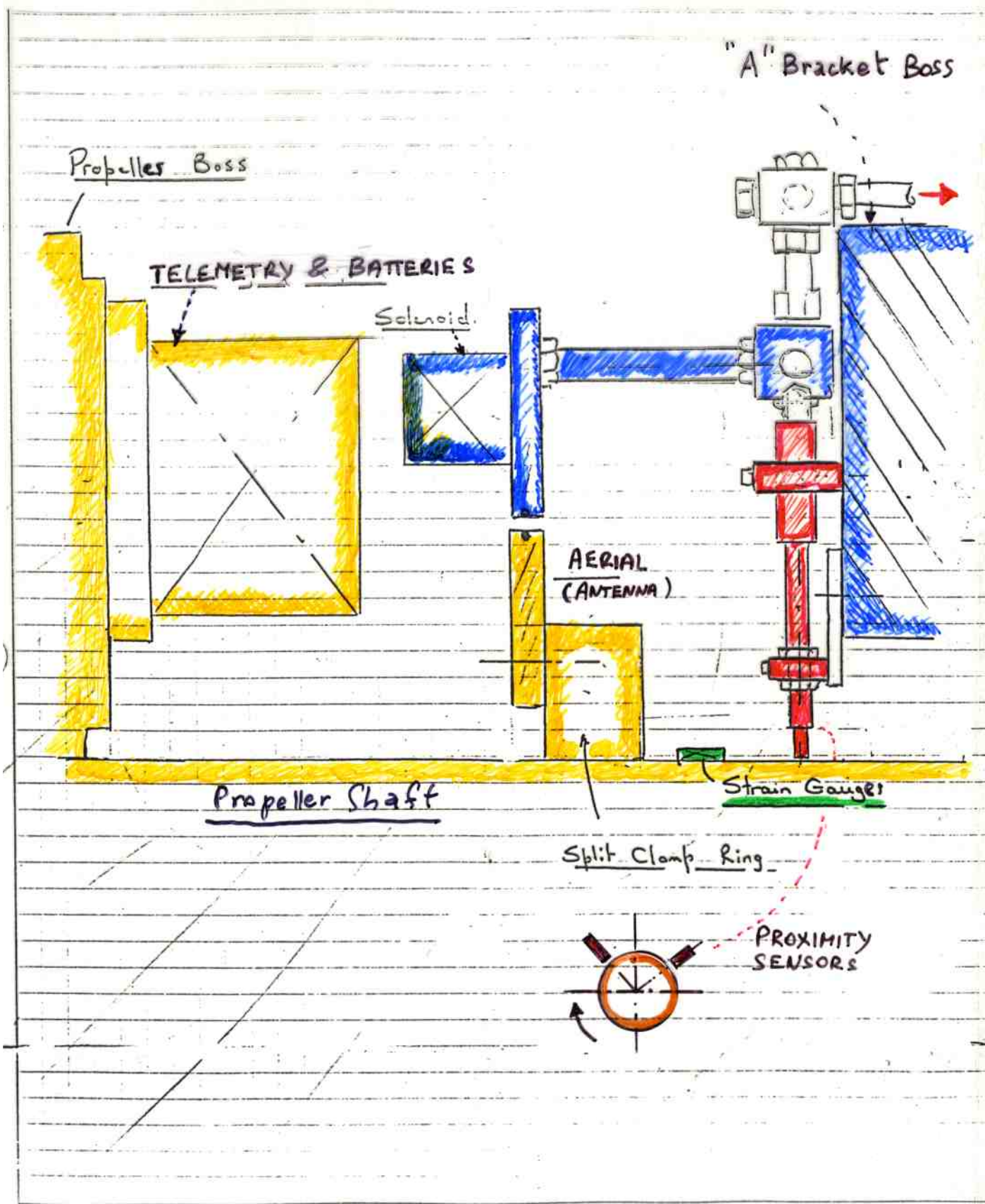
The sensor coil makes up one leg of a balanced bridge network. As the target changes position within the sensor field, the bridge network senses impedance changes in the sensor coil and passes the information on to signal conditioning electronics for conversion to an analog voltage. This voltage is directly proportional to target displacement.



Nonconductive materials intervening between the sensor and target have little or no effect on system output. Because of this, environmental contaminants, such as oil, dirt, humidity, and magnetic fields, have virtually no effect on system performance. The function of a noncontact displacement measuring system is to monitor the position of a target relative to some reference plane. The magnitude of the analog output is dependent upon the relative position of the target within the sensor's electromagnetic field—the farther the sensor is from the target, the higher the analog output.







D - CONFRONTO TRA PROGRAMMI PREVISIONALI DI ENTI DIVERSI PER LA DEFINIZIONE DEL SISTEMA DI FORZE/MOMENTI E DEL COMPORTAMENTO VIBRATORIO DI LINEE D'ALBERI PER NAVI CROCIERA IN ROTTA RETTILINEA E IN ACCOSTATA A VARIE VELOCITÀ DI SERVIZIO. (1998), PER C.5980.

- CONFRONTO EFFETTUATO ANCHE CON I DATI RESI DISPONIBILI DOPO I RILIEVI IN PROVE MARE EFFETTIVATI DA LRS.
- PROGRAMMI CONFRONTATI :  
F/C (NORSKE V.) - CETENA - KAMEWA - LRS
- DATI DI INPUT :
  - ELICA DEFINITIVA (TOP INWARD)
  - SCIE RILEVATE A "MARIN" IN ROTTA RETTILINEA E IN ACCOSTATA
  - ALLINEAMENTO E CALCOLI F/C
- IN LINEA GENERALE, I RISULTATI F/C - CETENA PRESENTANO VALORI DI (M, F) ABBASTANZA DISCORDI DA QUELLI LRS - KAMEWA, SIA IN VALORE CHE, SOPRA TUTTO, IN SEGNO.
- IN PARTICOLARE PER NAVE IN ROTTA RETTILINEA E ELICA INTERNA (MENO CARICATA) IN ACCOSTATA, FORZA TRASVERSALE E MOMENTO VERTICALE SONO DI SEGNO OPPOSTO, MA LRS VEDE CONFERMATI I SUOI VALORI DALLE MISURE IN PROVA
- PER L'ELICA ESTERNA, LA DISCORDANZA DI SEGNO RIGUARDA SOLTANTO LA F TRASVERSALE.
- SI CONFERMA L'OTTIMA CORRISPONDENZA DEI VALORI LRS MA ANCHE KAMEWA PER LE FORZE IN GIOCO SULLE BOCCOLE SIA DI PP CHE DI PR E FINO AL PRIMO SUPPORTO, CON PROGRAMMI EVIDENTEMENTE BEN VALIDATI DA PRECEDENTI RILIEVI SU NAVI SIMILARI.



UNA SITUAZIONE DI GRAVITÀ / IMPATTO TECNICO INFERIORE ALLA 5980 MA SEMPRE RILEVANTI SI È VERIFICATA ANCHE PER LA 5956 ANCHE SE CON PRESUPPOSTI QUASI TOTALMENTE DIVERSI.

ANCHE IN QUESTO CASO, A SEGUITO DEL SURVEY LRS SI È EFFETTUATA UNA CAMPAGNA DI RILIEVI ALLE PROVE IN MARE.

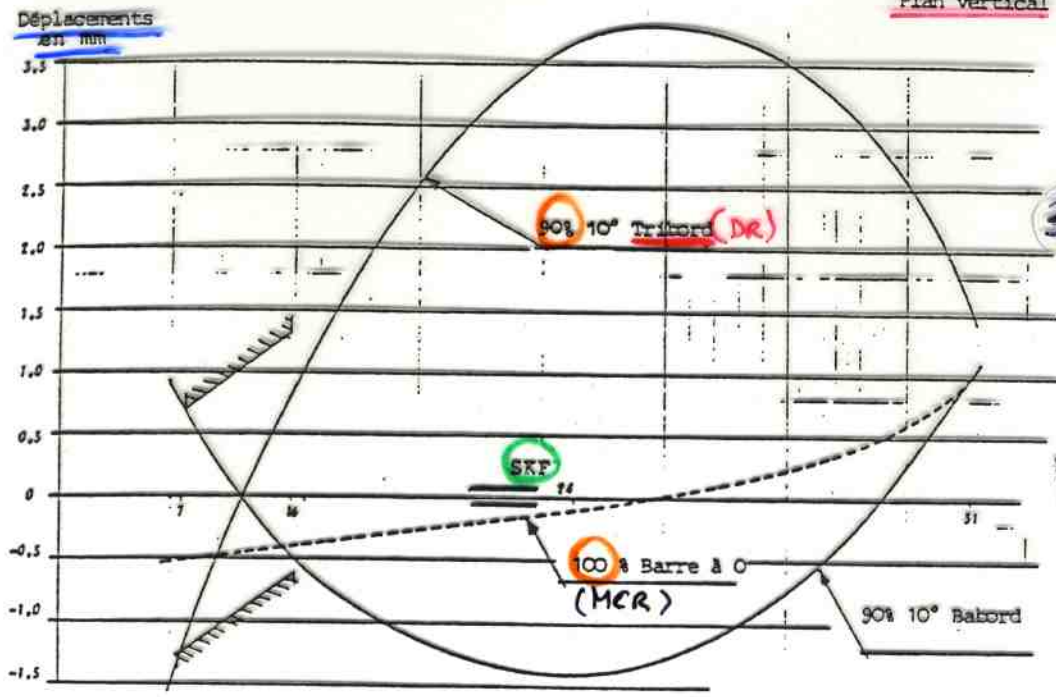
LE PREVISIONI DI CALCOLO F/C - LIPS - CETENA - LRS PUR DANDO MODULI (FM) DIVERSI SONO SOSTANZIALMENTE CONCORDI IN SEGNO, SALVO 2 CASI DI MOMENTO VERTICALE E 1 CASO DI FORZA TRASVERSALE.

LRS HA PERO' VALUTATO IN MODO ERRATO LA DISTRIBUZIONE DEI CARICHI SULLE BOCCOLE, CHE PREVEDONO INVERSIONE DI MODULO TRA PRUA (PREVISTA CARICA) E POPPA (PREVISTA SCARICA), CON SITUAZIONE GRAVE IN ACCOSTATA, CON PROBABILE NECESSITA' DI PRESCRIVERE UN SUPPORTO A "I" INTERMEDIO COME GIÀ' IPOTIZZATO PER LA 5980.

IN REALTÀ LE PROVE IN MARE HANNO ESCLUSO TALE ESIGENZA. IN CONCLUSIONE, NEMMENO LE VALUTAZIONI DI UN ENTE TECNICO DI PRIMISSIMO ORDINE DOTATO DEL MASSIMO DI FEED-BACK A LIVELLO MONDIALE È IN GRADO A LIVELLO PREVISIONALE DI CENTRARE SENZA GRAVI DISCORDANZE IL COMPORTAMENTO IN MARE DI UN PROTOTIPO IMPORTANTE, VISTA SOPRATTUTTO L'INCERTEZZA DI MOLTI DATI DI INPUT (SCIA, MATERIALI INNOVATIVI, RIGIDITÀ COMPONENTI, APPENDICI E STRUTTURE POPPA)



MESURES DES DEFORMATIONS DE LA LIGNE D'ARBRES  
Valeurs maximum:



90% MCR:  
VIRATA  
A DR  
SU SKF:  
3,7  
3,5  
1,2  
↓  
3,7 mm DI  
DEFORMAZIONE  
MASSIMA

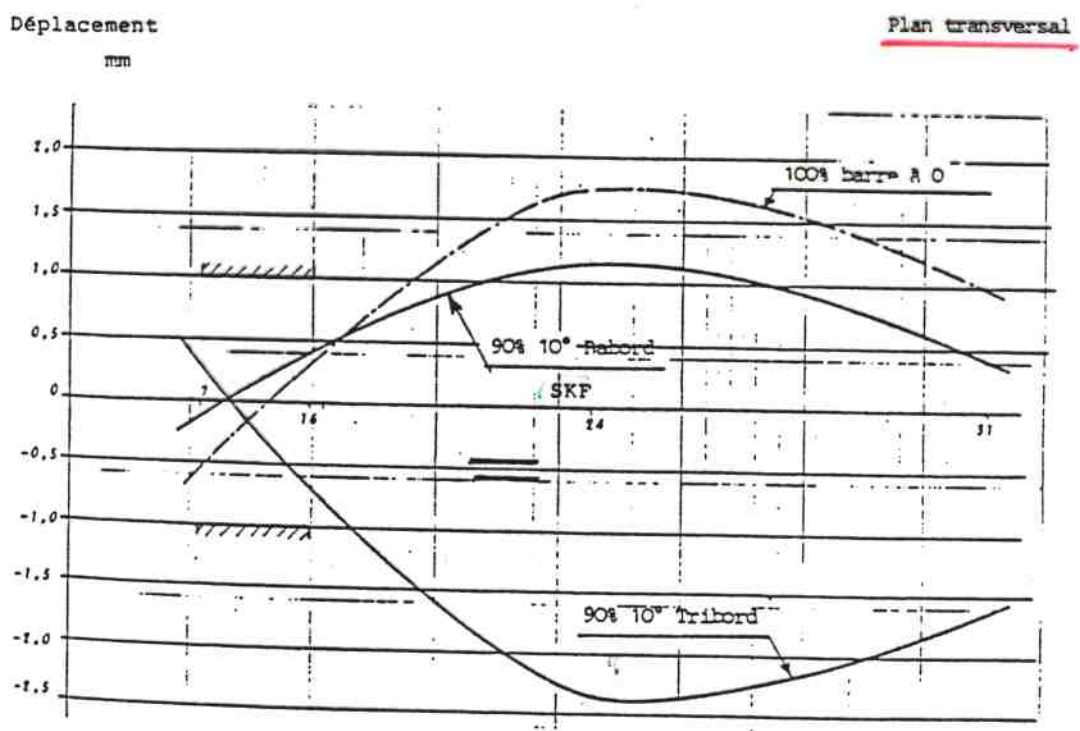


Fig. 4 : Déformées mesurées de la ligne d'arbres en fonction de la puissance et de l'angle de barre.

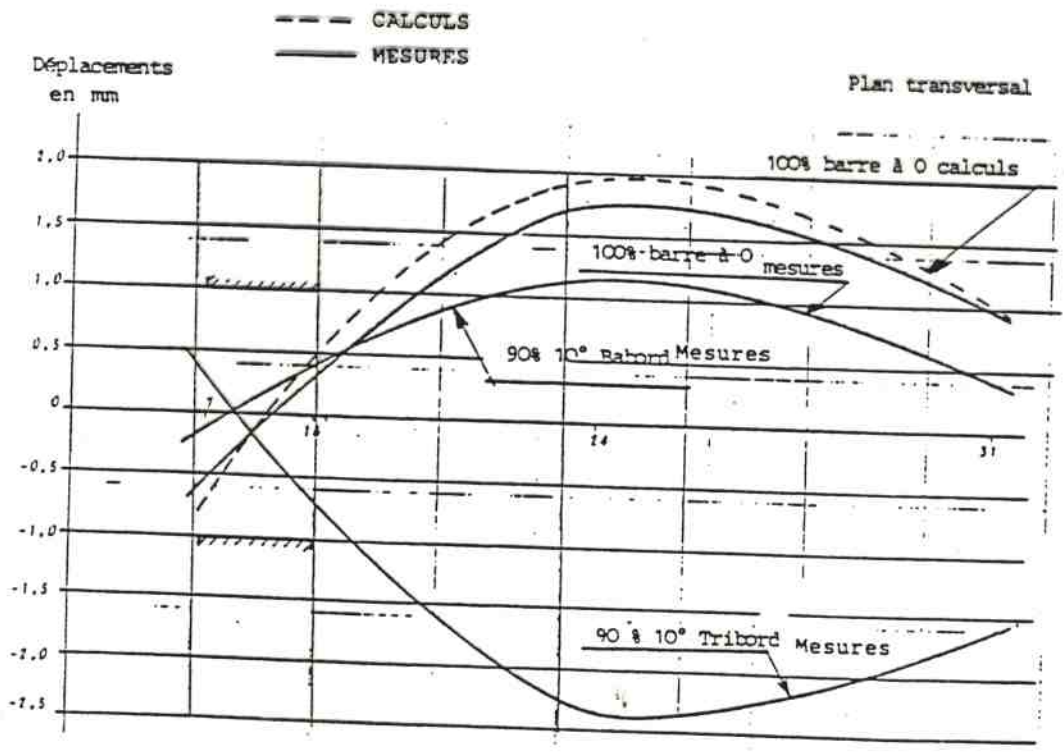
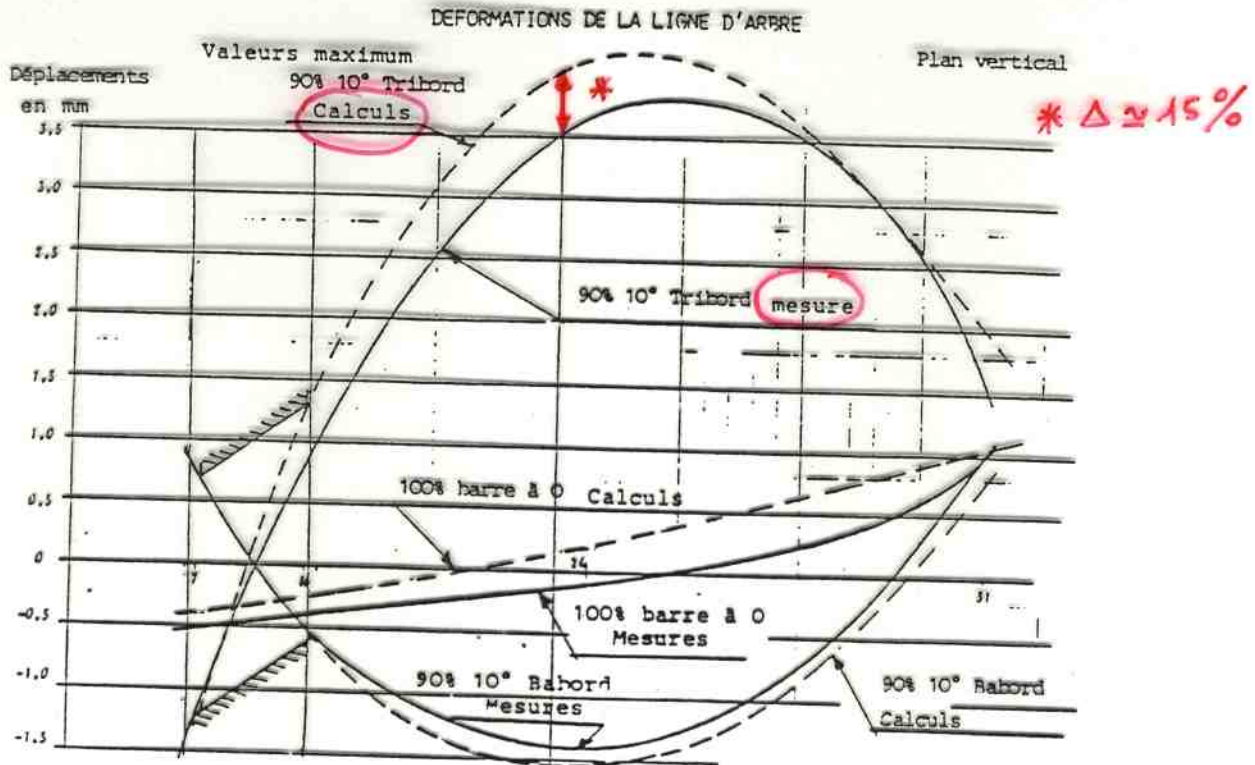


Fig. 10 : Déformées de la ligne d'arbres, Comparaison entre les calculs et les mesures.



E - C.5980 - CRONISTORIA DELLE PRIME FASI DELLE AVARIE  
DALLE PROVE IN MARE PRELIMINARI IN POI

- USCITA DA BACINO, "RUNNING IN", PRIMO SURRISCALDAMENTO DELLA BOCCOLA PP DI DR, CON TIMONE DA 10 A 20°.
- RIENTRO IN BACINO, RIMOZIONE PORTAELICA DR, BRUCIATURE SU BOCCOLA IN UNA SEZIONE CENTRALE, NON SUGLI ORLI.
- NOTATO DISALLINEAMENTO DELLA BOCCOLA IN ACCIAIO ESTERNA, LAVORAZIONE DELLA SINTETICA CON ECCENTRICITA'.
- RIMONTAGGIO E RIALLINEAMENTO CON SLOPE VERSO PP (ORLO PR 0.25 mm SOPRA LIVELLO DI RIFERIMENTO), GIOCO ALBERO BOCCOLA AUMENTATO A 1,45 mm.
- TENTATO DI FARE CIRCOLAZIONE FORZATA DI OLIO CON 2 POMPE AGGIUNTIVE (EFFETTI POSITIVI MOLTO MODESTI)
- USCITA IN MARE, PROVA ALLA MCR, ° TIMONE MINIMI, TEMPERATURE OK.
- ALLA MCR, 5° DI TIMONE A SN, IMMEDIATO SURRISCALDAMENTO BOCCOLA DR, PICCOLO AUMENTO °T BOCCOLA SN.
- SEMPRE MCR, TIMONE AL CENTRO, SURRISCALDAMENTO BOCCOLA SN, DANNEGGIAMENTO PERMANENTE.
- RILEVATE DEFORMAZIONI STRUTURALI IN ZONA POPPIERA.
- PRIMA CAMPAGNA DI MISURA VIBRAZIONI PRIMA DEL NUOVO INGRESSO IN BACINO, CON ANGOLI DI TIMONE E POTENZE VARIABILI
- PRIMI ESAMI : PORTAELICA ANNERITO (SN) DA PRIMO SURRISCALDAMENTO.
- BOCCOLA SN : TOTALMENTE BRUCIATA, ALBERO APPOGGIATO CON DISALLINEAMENTO NOTEVOLE, APPOGGIO SUGLI ORLI PR E PP, MARTELLAMENTO SULL'ORLO POPPIERA PIÙ ALTISSIMA SOVRAPPRESSIONE.



BOCCOLA PIENA DI FESSURE IN CORRISPONDENZA DELLE ZONE DI APPOGGIO PREVENTIVATE DAI PRIMI RILIEVI.

- PORTABELLA DR NON DANNEGGIATO
  - BOCCOLA DR IN BUONE CONDIZIONI NONOSTANTE GLI INCREMENTI DI  $0,6$  (APPOGGIO ALBERO EVIDENTEMENTE MIGLIARE)
  - BOCCOLE PRODIERE FUORUSCITE !OK
- PRIMA DIAGNOSI (CORRETTA): SURRISCALDAMENTO DA FENOMENI DINAMICI DI DISALLINEAMENTO E VIBRAZIONI RISPETTO ALLA CONDIZIONE STATICA SOPRATTUTTO CON NAVE IN VIRATA.
  - MATERIALE BOCCOLE AL MOMENTO CONFERMATO
  - CLEARANCE BOCCOLE PP 1,4 mm
  - DECISO DISALLINEAMENTO BOCCOLA PP: PRORA ALTA FUORI, POPPA DENTRO BASSO
  - CONTROLLATA TOLLERABILITÀ DA PARTE DELLA TENUTA POPPIERA
  - ALLONTANATE DALLA POSIZIONE INIZIALE CON ROTAZIONE DI  $22^\circ$  LE SCANALATURE PER L'OLIO.
  - DIMINUITA L BOCCOLE A  $2 \phi$ , PRIMA QUASI  $3 \phi$
  - CONTROLLO EFFICIENZA RIDUZIONE POTENZA PER ECCESSIVO MOMENTO TORCENTE (VIRATA)
  - PREVISTO (PURTROPPO ERRONEAMENTE) CHE ANGOLI DI TIMONE  $> 20^\circ$  NON AVREBBERO DATO CONSEGUENZE.

C.5980 COMMENTI DA CONSULENTI ESTERNI IN MERITO  
AGLI ASPETTI IDRODINAMICI, DOPO AVARIA.

- > FINEZZA DI FORME SCAFO RISPETTO ALLO STANDARD F/C (OVVIO, > 25 MAX, 25 NODI)
- CENTRO AREA GALLEGGIAMENTO + A POPPA DEL NORMALE, SCOSTAMENTO DAL FROUDE EFFETTIVO → PROBLEMI IN VIRATA (FACILE, DOPO CHE E' SUCCESSO).
- ELICHE DI MANOVRA PP APERTE (COME SEMPRE) E FLUSSO INTERNO IN VIRATA, INFLUENZA SULLA SCIA DELL'ELICA INTERNA IN VIRATA.
- LO SBANDAMENTO NAVE ESTERNO IN VIRATA PUO' DIMINUIRE IL BATTENTE DELL'ELICA INTERNA FINO A PROVOCARE CAVITAZIONE E VIBRAZIONI.
- POSSIBILI VORTICI DEL FLUSSO ALL'ELICA ESTERNA IN VIRATA, PERCIO' NECESSITA' DI PROVE SU MODELLO (POI EFFETUATE DA LRS). SUGGERITE ANCHE PROVE SULL' INVERSIONE DELLA CONTROROTAZIONE ELICHE (PERALTRO OTTIMIZZATA IN VASCA PER VELOCITA' CONTRATTUALE).
- BOCCOLE IN RESINA SINTETICA: ADATTAMENTI GIA' ESEGUITI AL MOMENTO SU POSIZIONE DELLE LUCI DI IMMISSIONE OLIO, DIREZIONE FLUSSO OLIO, SUPERFICIE DI CONTATTO STATICO DOPO IL NUOVO ALLINEAMENTO "DINAMICO" DELLA BOCCOLA.
- - IL MATERIALE E' SOGGETTO A SURRISCALDAMENTI RAPIDISSIMI IN VIRATA SE IL FILM D'OLIO SI DISTRUGGE. IL PROBLEMA RIGUARDA SEMPRE LA L.A. ESTERNA.
- LA PERDITA DEL FILM DIPENDE DAL CARICO ECCESSIVO E DALLA SUA POSIZIONE VETTORIALE IN RELAZIONE AI CANALI PER L'OLIO, CHE POSSONO ESSERE PERCIO' OSTRUITI.
- LA POSIZIONE NORMALE DELL'ALBERO DA' UN'AREA DI CONTATTO TRA ORE 5 E ORE 7.
- LE PRIME MISURE DI VIBRAZIONE / SPOSTAMENTO CONFERMANDO LA PESANTE OSCILLAZIONE DEL CENTRO ALBERO (TUMBLING-ROTOLO), CHE OSTACOLA FORMAZIONE E MANTENIMENTO DEL FILM D'OLIO. CONSUMO PROBABILMENTE MOLTO ACCELERATO ANCHE SENZA AVARIE GRAVI.
- SUGGERIMENTI: ROMPIRATTA ("I"-BRACKET, COME LRS), RIDUZIONE AUTOMATICA DI POTENZA IN VIRATA (ESEGUITO), PROVARE IN MARE LA VIRATA CON STABILIZZATORI E ELICHE MANOVRA IN MOTO (NON FATO).



G - CAMPAGNA DI MISURE SU LINEA D'ALBERI DI SN  
M/V "ROTTERDAM" - C. 5980 - PROVE IN MARE

1 - OBIETTIVI E PUNTI DI MISURA

- STATO DI TENSIONE PORTAELICA - ESTREMITÀ POPPIERA
- SPOSTAMENTI DA LINEA DI RIFERIMENTO PER PORTAELICA: 2 POSIZIONI, TRASVERSALI E VERTICALI
- VIBRAZIONI LINEARI VERTICALI E TRASVERSALI DEL BRACCIO A "V"
- FLESSIONI DEL BRACCIO A "V" A 1/2 STRAIN-GAUGES
- GIRI ELICA, MISURA SINCRONIZZATA CON UNA PALA A  $90^\circ$
- SPOSTAMENTI PORTAELICA A PRORAVIA BOCCOLA PRODIERA
- TENSIONI DINAMICHE CON STRAIN-GAUGES IN 5 POSIZIONI PORTAELICA E 1° INTERMEDIO
- MISURE DI  $\sigma_t$  DELLA BOCCOLA POPPIERA, ESTREMITÀ POPPIERA
- MOMENTO TORCENTE E SPINTA (1° INTERMEDIO)
- $\sigma_t$  ACQUA MARE
- ANGOLO TIMONE, MOMENTO TORCENTE TIMONE, TENSIONI DA MOMENTO FLETENTE IN DUE POSIZIONI ASSIALI E 4 POSIZIONI SU CIRCONFERENZA

2 - CONDIZIONI DI NAVIGAZIONE

- BASSA VELOCITÀ,  $n \approx 10$  rpm
- TIMONE AL CENTRO :  $V_{NAVE}$  (KN) POTENZA (MW)

15	5
22.5	13
25	18.75

- $V_{NAVE}$  22,5 KN : 5° TIMONE DR — SN  
 10° " " " "  
 35° " " " "

- $V_{NAVE}$  25 KN : 2,5° " " "  
 4° " " SOLO A DR (L.A. DI SN)



### 3 - MISURE DI $\theta_t$ SULLA BOCCOLA

- INCREMENTI DI  $\theta_t$  FINO A  $21^\circ$  (INIZIALE  $40^\circ$ ) SU BOCCOLA DI DR. CON TIMONE  $35^\circ$  A SN (SEMPRE LA L.A. ESTERNA IN VIRATA), A 22,5 NODI, CON INTERVENTO AUTOMATICO DEL PROGRAMMA DI RIDUZIONE POTENZA.
- ANCHE LA BOCCOLA SN SI SURRISCALDA CON  $35^\circ$  DI TIMONE A DR.
- A 25 NODI, CON  $4^\circ$  DI TIMONE NON C'È PARTICOLARE  $\Delta t^\circ$ .

### 4 - MOMENTI FLETTENTI E TAGLIO (DA STRAIN-GAUGES)

- A CALDO, PASSO ELICA  $\phi$ , 10 rpm :  
PERFETTA COINCIDENZA CON CALCOLI DI ALLINEAMENTO
- MF E T INCREMENTANO E POI DIMINUISCONO DURANTE L'APPLICAZIONE DEL TIMONE FINO A  $35^\circ$
- VARIAZIONI FORZE E MOMENTI CON ANGOLO TIMONE, SULL'ELICA:  
IL CONFRONTO CON I DATI PREVISTI DAL PROGRAMMA LRS MOSTRA SCOSTAMENTI ANCHE SUPERIORI AL 100% (FINO AL 500% IN UN CASO CON TIMONE A  $15^\circ$ ), MA NON INVERSIONI DI SEGNO.

### 5 - CARICHI SU BOCCOLA POPPIERA E SLOPE PORTAELICA :

- LA RISULTANTE (VERT + TRASV) MOSTRA INCREMENTI FINO AL 100% CON MAX.  $^\circ$  TIMONE DI  $35^\circ$  A 22,5 NODI, MA ALTISSIMI ANCHE A  $10^\circ$ , E ANCHE A 25 NODI CON SOLI  $4^\circ$  DI TIMONE.
- I CARICHI STATICI A CALDO E FREDDO SONO OVVIAMENTE UGUALI, MISURATI PRIMA DELLA PROVA.
- LO SLOPE VERTICALE AUMENTA FINO A 6 VOLTE CON TIMONE  $10^\circ$  A DRITTA A 22,5 NODI, 5 VOLTE CON TIMONE  $35^\circ$  A DR E 25 NODI, RADDOPPIA A 22,5 NODI,  $0^\circ$  TIMONE.
- LO SLOPE TRASVERSALE RADDOPPIA A 22,5 NODI,  $0^\circ$  TIMONE. AUMENTA DI 5 VOLTE CON  $10^\circ$  TIMONE A SN. INVERTE E RADDOPPIA CON  $10^\circ$  TIMONE A DR. TRIPLICA A 25 NODI CON SOLI  $4^\circ$  TIMONE A DR.

I CALCOLI DI CARICO SULLA BOCCOLA PP. SONO EFFETTUATI SIA CON UNICO PUNTO DI SUPPORTO A 1/3 DA PP SIA CON 2 PUNTI DI ESTREMITA'.

## 6 - SPOSTAMENTO DEL PORTAELICA DA POSIZIONE STATICA (PP ESTREMA) → PRORA "V"

LO SPOSTAMENTO VERTICALE E' SEMPRE VERSO L'ALTO, DA 0,25 FINO A UN MAX. DI 0,45 mm CON 35° DI TIMONE A SN A 22,5 NODI

LO SPOSTAMENTO TRASVERSALE E' SEMPRE VERSO L'INTERNO, DA 0,05 FINO A 0,55 mm CON TIMONE A SN A 22,5 NODI

ALL' ESTREMA PRUA DEL BRACCIO A "V":

TUTTI GLI SPOSTAMENTI VERTICALI VERSO L'ALTO, SEMPRE > CHE A POPPA, FINO A 1 mm CON 4° TIMONE A 25 NODI

SPOSTAMENTI TRASVERSALI QUASI SEMPRE ALL'ESTERNO, MAX 0,80 mm CON 4° TIMONE A 25 NODI (SEMPRE TIMONE A DR E MISURE SU ALBERO SN)

- MAX SPOSTAMENTO VIBRATORIO (mm PICCO A PICCO)

VALORI FINO A 0,7 mm IN TRASVERSALE E 0,6 mm IN VERTICALE ALL' ESTREMITA' POPPIERA DEL "V".

- SPOSTAMENTI INTENSIFICATI A PR DELLA TENUTA PRADIERA (TRASVERSALI ~ 1,2 mm, VERTICALI ~ 1 mm)

## 7 - FLESSIONI DEL SUPPORTO A "V":

MISURATA LA RIGIDITA' TRASVERSALE (120 t/mm).

SPOSTAMENTI TRASVERSALI VIBRATORI: MAX 4° ORDINE (PALE) CON 0,56 mm A 35° TIMONE SN, 22,5 NODI

VELOCITA' MAX. VERTICALI E' TRASVERSALI OLTRE 35 mm/sec, 4° ORDINE, 10° TIMONE A SN.

MOVIMENTI PROPORZIONALI AI MW, SIA STATICI CHE VIBRATORI

I VALORI SI STABILIZZANO CON TIMONE ALLA BANDA DOPO TEMPI VARIABILI TRA 4 MINUTO E 2 MINUTI.



## 8 - MOMENTO TORCENTE E SPINTA.

- TIMONE AL CENTRO: SPINTA 115 t MEDIA + 5 DA VIBR. (25 NODI)
- TIMONE A  $35^\circ$  DR: 120 + 36 t A 22,5 NODI (+ 30%)
- TIMONE  $4^\circ$  DR - 25 NODI: SPINTA 115 + 45 t (+ 40%)  
→ REGGISPINTA!
- MOMENTO TORCENTE: VARIAZIONI NON SUPERIORI AL 20% CON TIMONE  $35^\circ$  SN, 22,5 NODI.

- PER LA VALIDAZIONE DEI RISULTATI IN PROVA MARE E CONFRONTO CON I CALCOLI PREVISIONALI LRS HA UTILIZZATO LE PROVE DI EVOLUZIONE IN VASCA CON MISURE DI SCIA ASSIALE / TRASVERSALE SU MODELLO EFFETTUATE PRESSO "MARIN".
- UN' ULTERIORE CAMPAGNA DI MISURE E' STATA ESEGUITA SUCCESSIVAMENTE DAL CETENA CON NAVE IN ESERCIZIO E SITUAZIONE COMPLESSIVAMENTE SOTTO CONTROLLO. I PARAMETRI RILEVATI SONO GLI STESSI, CON LE LIMITAZIONI DOVUTE ALLA NECESSITA' DI LIMITARE I RILIEVI ALLE CONDIZIONI E AI TEMPI REALI DI UTILIZZO DELLA NAVE.



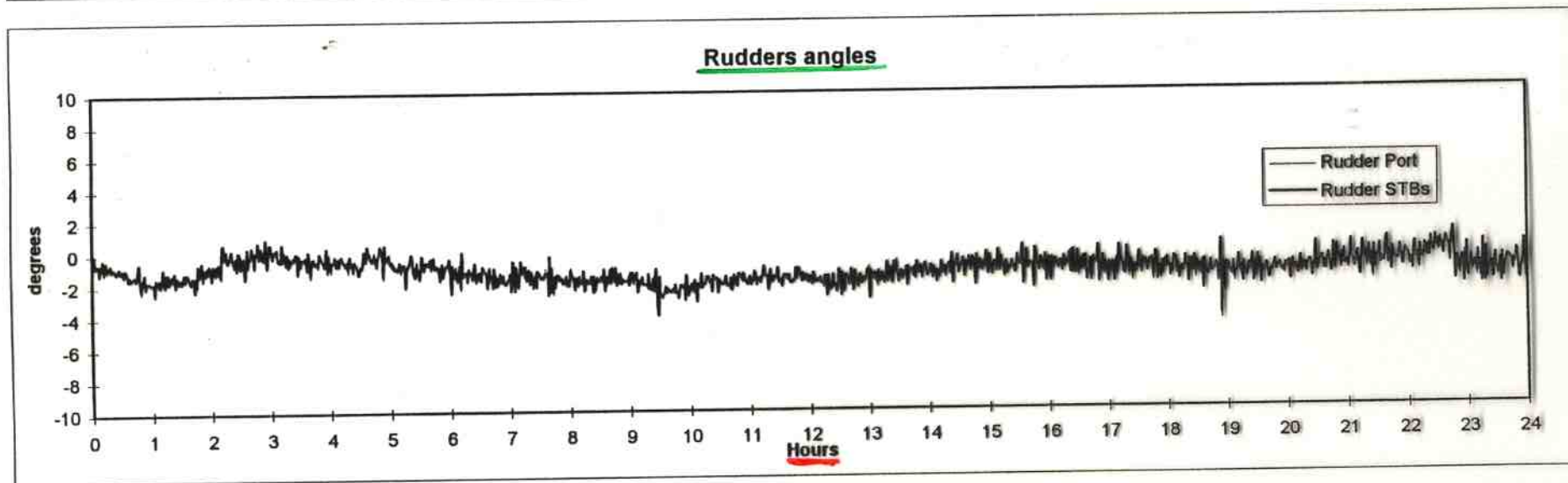
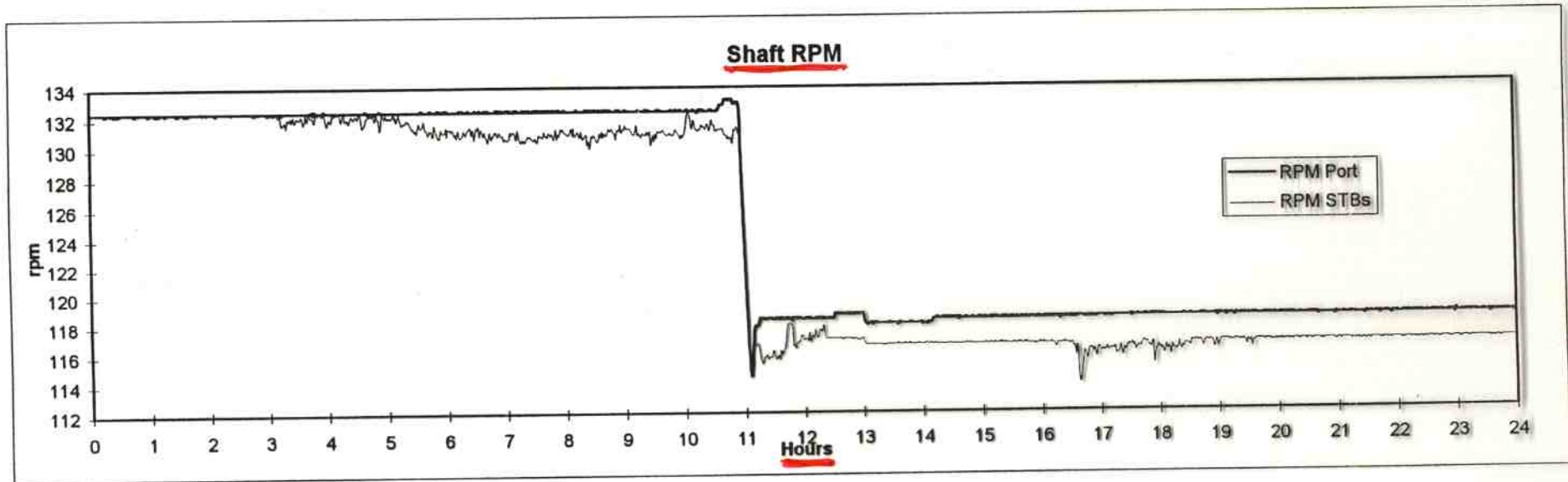


FIG. 7

118

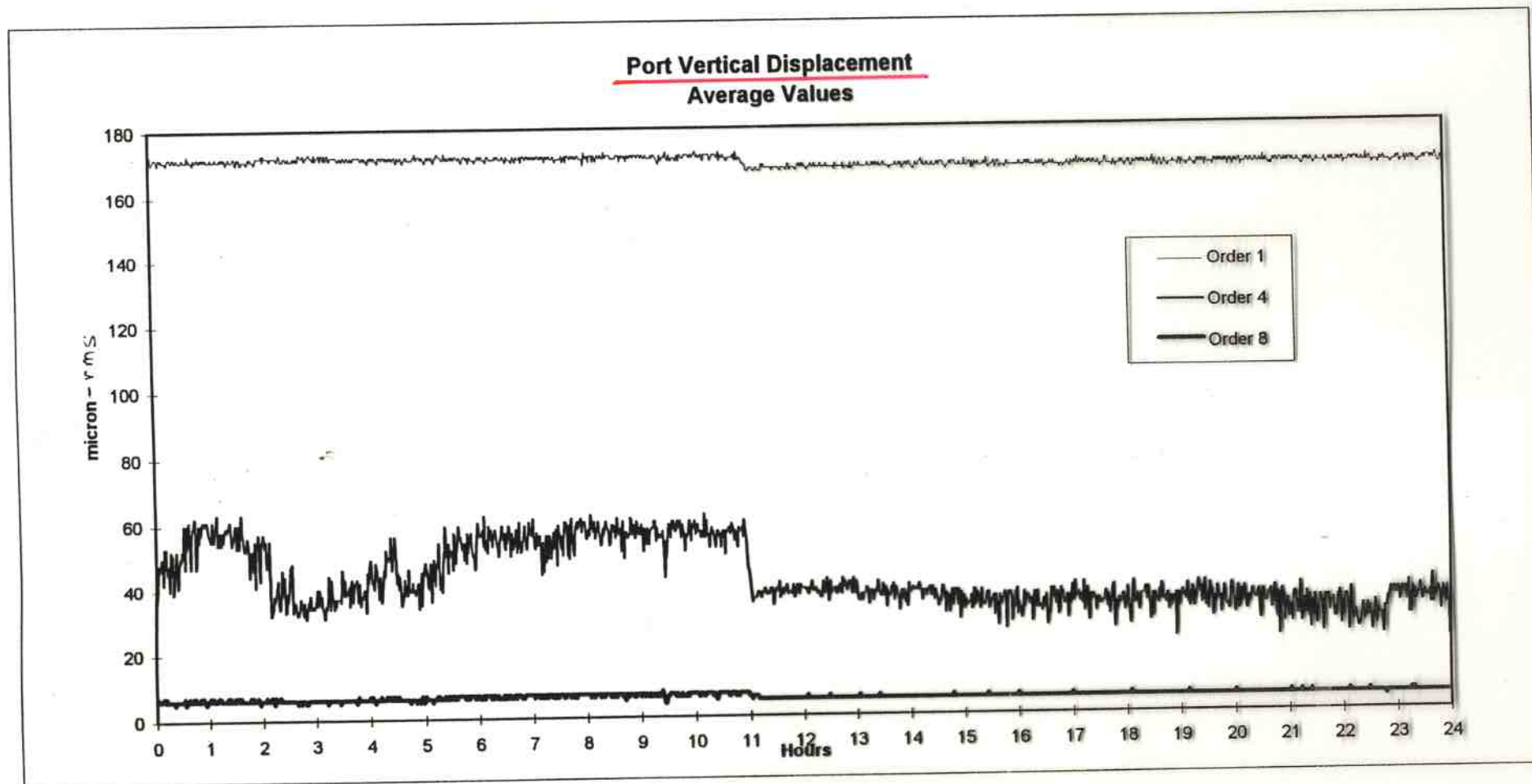


FIG. 8

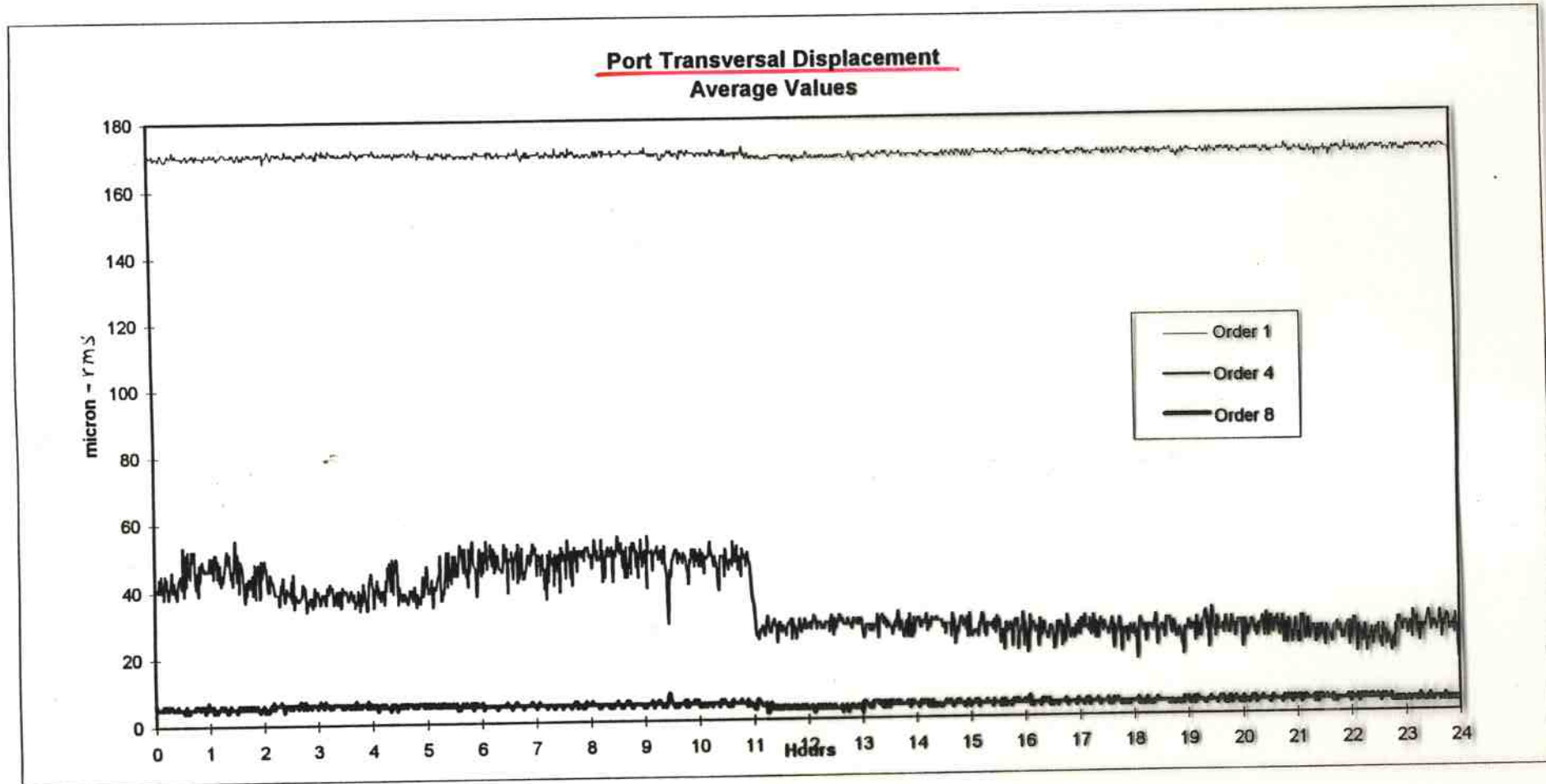


FIG. 3



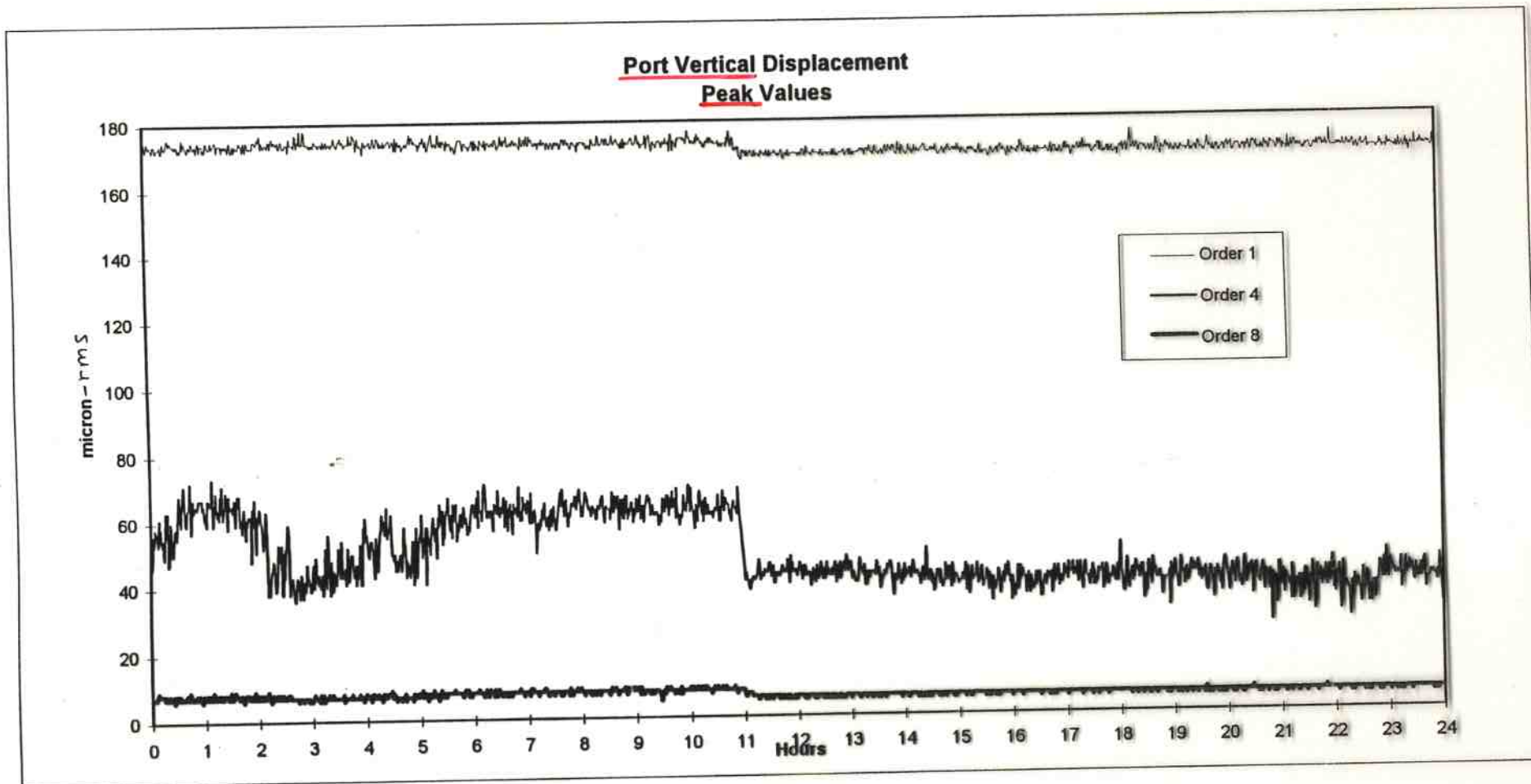


FIG. 12

122

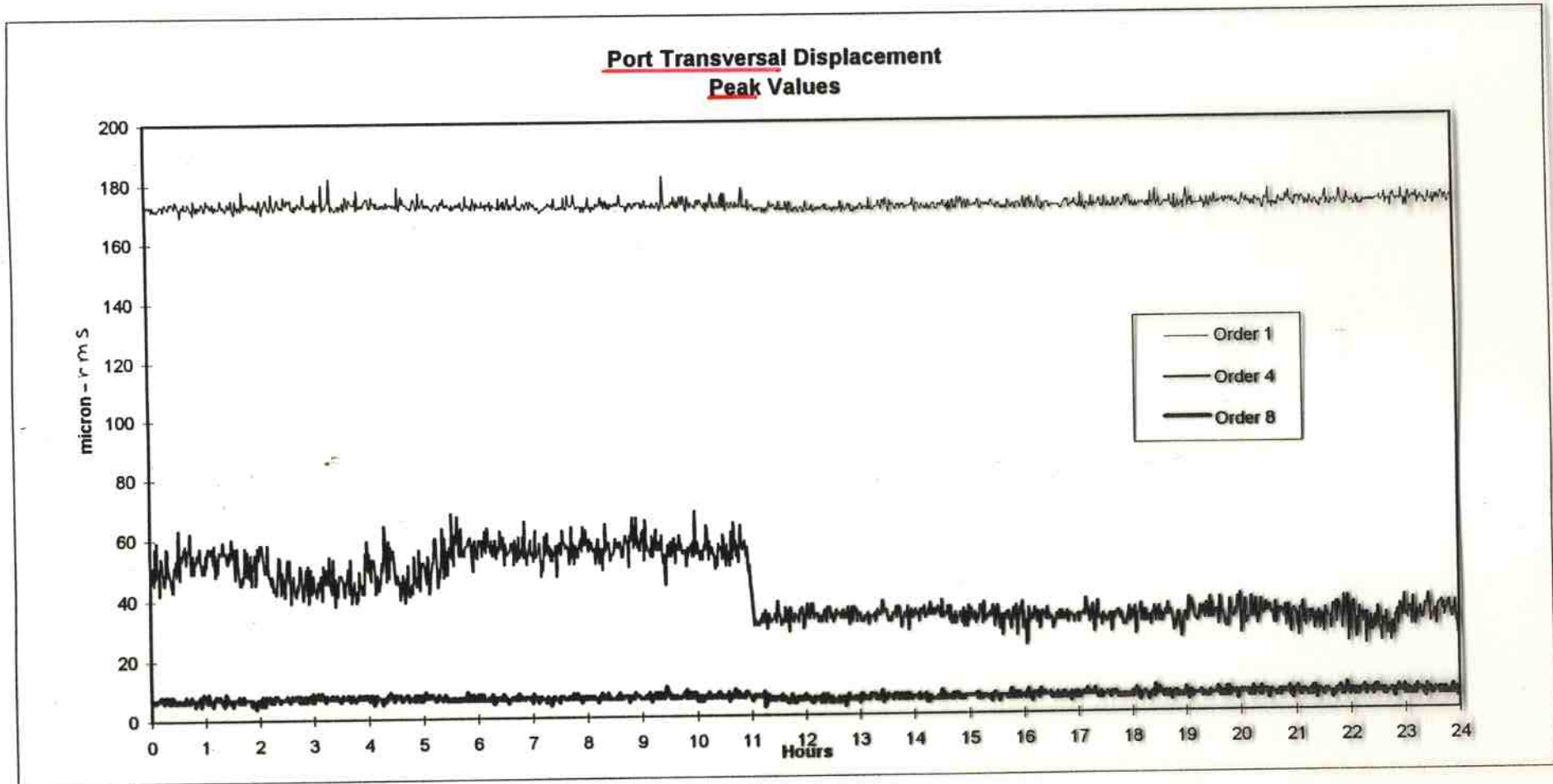


FIG. 13

FIG. 19

