



schip en werf

51ste jaargang 4 mei 1984, nr. 9

TIJDSCHRIFT VOOR MARITIEME TECHNIEK

Schip en Werf – Officieel orgaan van de Nederlandse Vereniging van Technici op Scheepvaartgebied

de Centrale Bond van Scheepsbouwmeesters in Nederland CEBOSINE

het Maritiem Research Instituut Nederland MARIN.

Verschijnt vrijdags om de 14 dagen

Redactie

Ir. J. N. Joustra, P. A. Luikenaar en Dr. ir. K. J. Saurwalt

Redactie-adres

Heemraadssingel 193, 3023 CB Rotterdam
telefoon 010-762333

Voor advertenties, abonnementen en losse nummers

Uitgevers Wyt & Zonen b.v.

Pieter de Hoochweg 111

3024 BG Rotterdam

Postbus 268

3000 AG Rotterdam

tel. 010-762566*, aangesloten op telecopier telex 21403

postgiro 58458

Abonnementen

Jaarabonnement 1984 f 70,40

buiten Nederland f 113,60

losse nummers f 5,00

(alle prijzen incl. BTW)

Bij correspondentie inzake abonnementen s.v.p. het 8-cijferige abonnementsnummer vermelden. (Zie adreswikkelt).

Vormgeving en druk

Drukkerij Wyt & Zonen b.v.

Reprorecht

Overname van artikelen is toegestaan met bronvermelding en na overleg met de uitgever. Voor het kopiëren van artikelen uit dit blad is reprorecht verschuldigd aan de uitgever. Voor nadere inlichtingen wende men zich tot de Stichting Reprorecht. Joop Eijlstraal 11, 1063 EM Amsterdam.

ISSN 0036 – 6099



Supplyboat Yamama: gebouwd op Damen Shipyards te Gorinchem. Voorzien van: 2 st. M.T.U. 12V396 motoren van elk 1150 kW (1560 pk).

Meer dan 37 200 MTU-motoren zijn wereldwijd in gebruik, waarvan meer dan 10 500 in de scheepvaart. Import: AGAM MOTOREN ROTTERDAM B.V.

MTU, sinds 1969 joint venture van MAN, Maybach en Mercedes-Benz, produceert compacte dieselmotoren van 320 tot 5200 kW (435 tot 7080 pk) volgens de laatste stand der techniek, voor stationaire-, traktie- en scheepstoepassing, alsmede diesel-elektrische aggregaten voor land- en scheepsinstallaties, ook in container uitvoering

De scheepsbouwindustrie van Finland

Met een productie van 2 à 3% van de totale nieuwbouw neemt Finland een 15e plaats in op de ranglijst van scheepsbouwlanden; vele ogen zijn echter gericht op Finland met de vraag hoe de scheepsbouwers in dit land zo succesvol kunnen zijn.

Zo goed als twee jaar geleden zijn de successen nu ook weer niet maar eind september 1983 waren er nog steeds 59 schepen met een totaal tonnage van meer dan 525.000 grt in de orderportefeuille van slechts 4 maatschappijen met negen werven.

Ging overal elders de productie achteruit en moesten werknemers ontslagen worden, in Finland is het tegenovergestelde veelal het geval. In de periode van 1979-1982 nam de productie op de Finse werven met 5,8% toe. De toename in de bezettingsgraad was minder, 1,2%. Momenteel werken bijna 18.000 man op de Finse werven. Sedert 1974 is de productie gemeten in 'compensated' grt sneller toegenomen dan de produktie gemeten in grt wat een aanwijzing is voor het feit dat men zich in Finland concentreert op zeer gespecialiseerde schepen.

De verdeling van het werk over de diverse werven is sterk verschillend. De Wärtsilä werven nemen 60% van het orderbestand voor hun rekening terwijl ze 'slechts' over 50% van de werf-capaciteit beschikken. Dat dit tot problemen kan leiden moge blijken uit het feit dat Rauma-Repola heeft aangekondigd in het voorjaar mensen te moeten gaan ontslaan, als zij niet meer werk krijgen. Uitkomst voor de werf wordt verwacht van de zijde van de offshore industrie. In feite is Wärtsilä de enige werfgroep die een zonnige periode tegemoet gaat en alhoewel de situatie bij de andere werven zeker niet catastrofaal te noemen valt kan nu ook weer niet gezegd worden dat die rooskleurig is.

Ongeveer 55% van de orders komt van de zijde van de Sovjet Unie en de rest moet komen van westers georiënteerde landen. Finland en de Sovjet Unie hebben een bilateraal contract afgesloten dat in 1985 afloopt. Dit contract gaat tot een maximum van 5 miljard roebel. Hiervan zijn nog slechts 500 miljoen roebel beschikbaar. Verwacht wordt dat hiervan 300 miljoen besteed zal gaan worden aan nieuwbouw

en de rest voor scheepsreparatie. Omdat het russische geld voor de periode tot 1986 reeds een bestemming heeft gekregen (gealloceerd is), voelen de Finnen zich vrijer om zich meer op de westerse markt te gaan oriënteren. Naast dit contract bestaat er een principe-overeenkomst dat in 1990 afloopt. Deze overeenkomst heeft niet die verstrekkende gevolgen als een contract. De werven zullen om orders van Sovjet zijde binnen te krijgen zich moeten aanpassen aan de Sovjet vraag naar scheepstypen. De productie-ontwikkeling van het scheepstype dat de Sovjet Unie nodig heeft is daarom van belang. De uitspraak van russische zijde dat er een toename zal gaan plaatsvinden van activiteiten in de meer noordelijke wateren is dan ook de verklaring waarom Finland zich zo druk bezig houdt met research gericht op het poolgebied en op de schepen die daar moeten gaan varen.

Hoewel er geen duidelijke aanwijzingen zijn dat er in 1986 niet opnieuw een 5-jaars contract tussen de Sovjet Unie en Finland getekend zal gaan worden plaatst men in Finland toch wel enige vraagtekens.

De instabiele prijs van de russische olie en het enorme tegoed dat Finland heeft opgebouwd op de wederzijdse balans van het contract zou wel eens kunnen betekenen dat de Sovjet Unie wat aarzelend zou kunnen zijn.

Inhoud van dit nummer:

De scheepsbouwindustrie van Finland	141
Kustreddingboot 'Koningin Beatrix'	142
Noise reduction and resilient mounting of machinery in schips	144
Test facility for multi-directional sound transfer through resilient elements under static load ..	149
The Development and Performance of Abrasion Resistant Coatings	151

Ook het feit dat door Finse werven gelonkt wordt naar het westen kan van betekenis zijn. Opdrachten van Sovjet zijde geplaatst in Noorwegen zouden hierop kunnen wijzen.

Overigens dient wel gesteld te worden dat onderhandelingen tussen Finland en de Sovjet Unie reeds gestart zijn om tot een nieuw 5-jaars contract te komen.

Finland heeft het gepresteerd om de op één na grootste scheepsbouwindustrie in Europa te creëren, en de economische resultaten van de werven zijn in de afgelopen jaren ruim voldoende geweest. Een van de redenen van dit succes is dat men in Finland een lage loonstandaard heeft en tevens dat men zich gespecialiseerd heeft in de bouw van zeer geavanceerde en specialistische schepen. Een andere oorzaak waardoor men in Finland zulke gespecialiseerde schepen bouwt om in de strijd te blijven, is het feit dat Finland in de concurrentie met Japan en Korea voor de bouw van bulkcarriers en crude carriers het onderspit heeft moeten delven.

Het kostenpatroon in Finland licht ongeveer 25% beneden dat van de andere Scandinavische landen. De Finnen heb-

ben daardoor met succes de werkloosheid kunnen bestrijden door een concurrerende industrie en weten winst te maken inzake de export.

Slechts één scheepswerf in Finland, Valmet Oy, is staatseigendom. De productiecapaciteit van deze werf is ongeveer 15% van de totale werfcapaciteit.

Wordt de Finse scheepsbouw gesteund van overheidszijde? Ja en nee. De Finse regering heeft het OECD verdrag met betrekking tot exportkredieten voor schepen ondertekend.

Op het moment echter is de rentevoet van de Bank of Finland 8,5% wat betekent dat de scheepsbouwindustrie zich kan redden zonder enige rente subsidie. Er is een export kredietverzekering beschikbaar die politieke en commerciële risico's dekt. De premie hangt af van de categorie van het te lopen risico. Er is tevens een kostengarantieplan voor de export van de scheepsbouw- en metaalindustrie.

Reders die in eigen land willen bestellen kunnen leningen krijgen voor nieuwbouw zowel als voor conversie, tevens kunnen zij leningen krijgen voor betaling van reeds bestaande kredieten. Overigens zijn de voorwaarden voor Finse reders dezelfde

als die voor buitenlandse reders, met andere woorden men volgt de OECD afspraken. Dit is in feite de belangrijkste reden waarom veel Finse reders in het buitenland hun schepen bestellen.

Juist omdat men zich in Finland strikt aan de OECD afspraken houdt ondervindt men een toenemende concurrentie van scheepswerven in het buitenland die zwaar gesubsidieerd worden. De Finnen beschouwen zichzelf in het nadeel omdat zij in een land wonen en werken dat zich wel aan de regels houdt.

Finse reders wordt wel een korting op de belasting toegestaan. 30% van de contractprijs is aftrekbaar. Wanneer speciale scheepstypen worden besteld kunnen zij een extra korting krijgen van 3% van de contract prijs per jaar voor de duur van 3 jaar na overname van het schip. Verder zijn sommige materialen, nodig voor scheepsbouw en/of conversie, vrij van invoerrechten.

De Finse regering zelf bestelt alleen marieneschepen bij eigen werven.

G. S. Kok
Maritiem Informatie Centrum
CMO

Kustreddingboot 'Koningin Beatrix'*

Op 12 maart '84 werd door Mulder en Rijke bv te IJmuiden een snelle Kustreddingboot gebouwd, naar een speciaal ontwerp van het Bureau voor Scheepsbouw, overgedragen aan de Koninklijke Zuidhollandse Maatschappij tot Redding van Schipbreukelingen (KZHMRS). De boot werd op 3 april jl. te Rotterdam door Hare Majesteit de Koningin gedoopt met de naam 'Koningin Beatrix'. De boot zal door de KZHMRS gestationeerd worden te Burghsluis.

Het ontwerp

De nieuwe reddingboot is een zogenaamde 'rigid inflatable' boot; dat is een scheepstype met een normale romp, maar voorzien van een grote opblaasbare rubber band, meestal aangeduid met het Engelse woord 'tube'. De KZHMRS heeft gunstige ervaringen opgedaan met drie soortgelijke kleinere boten, de zogenaamde 'Atlantics', die een snelheid kunnen halen van 30 mijl per uur. Het is gebleken dat deze kleine boten tot windkracht 7 of 8 inzetbaar zijn.

De Engelse reddingmaatschappij, de Royal National Lifeboat Institution (RNLI), vaart met grotere boten, van het vergelijkbare 'Medina' type. Die ervaringen waren zo gunstig dat besloten is ook hier in Nederland uit te gaan van dit type. Hoewel de Engelse boten van hout waren, is de nieuwe boot voor de KZHMRS gebouwd van aluminium. Twee dieselmotoren zijn gekoppeld aan de waterstraalbuizen. Deze aandrijving werd boven de oorspronkelijke schroefvoorstuwning verkozen om de diepgang van de varende boot tot 60 cm te beperken zodat ook in ondiep water gewerkt kan worden. Bij straataandrijving zijn de schroeven bovendien geheel beschermd opgenomen in de straalbuizen. Daardoor is er minder gevaar voor drenkelingen die zich in het water bevinden. De

boot is zelfrichtend; na kapseizen komt hij altijd weer in de oorspronkelijke stand terug. Bij een proef in de haven van IJmuiden is dit duidelijk aangetoond.

De bouw

Met gebruikmaking van de Engelse ervaring is het ontwerp door het Bureau voor Scheepsbouw Ir. P. H. de Groot B.V. te Bloemendaal aangepast aan de Nederlandse omstandigheden en de bijzondere eisen van de KZHMRS. De boot is ook iets groter dan het Engelse voorbeeld.

Op grond van door het Bureau voor Scheepsbouw opgestelde bestekken werd de bouw opgedragen aan de Scheepswerf Mulder & Rijke te IJmuiden. De werf heeft reeds jaren een goede naam voor het bouwen van lichte en snelle zeegaande boten, loodsboten, tenders voor cruiseschepen e.d. Ook heeft men ervaring met moderne reddingboten voor gebruik aan boord van vrachtschepen, tankers en booreilanden. Aan de hand van de bouwbestekken heeft de werf het gedetailleerde ontwerp gemaakt.

Door een stringent doorgevoerde gewichtscntrole is het gelukt ruim binnen de gestelde normen te blijven. Bij de beproevingen van de nieuwe boot is gebleken dat de vereiste snelheid van 25 mijl per uur

ruimschoots wordt gehaald. Ook de manoeuvreerbaarheid voldoet aan de eisen. Na de overname door de KZHMRS zal met de boot op zee worden gevaren teneinde zekerheid te verkrijgen dat ook buitengaats aan alle eisen wordt voldaan.

Constructie

De vormgeving van de romp is geschikt voor snelle planerende vaartuigen en goed zeegangsgedrag.

De minimale hoek tussen ordinaat en het horizontale vlak bedraagt ca. 23°; de spanten zijn van een licht gebogen V-vorm; achter de midscheeps is de romp parallel. Een zwaar geconstrueerde dooskiel (skisole) vanaf voor tot achterzijde, beschermt de romp bij stranding of werk op ondiepten. Bovendien wordt de koersstabiliteit hierdoor gunstig beïnvloed. Berghouten van 20 x 20 cm zijn rondom de gehele boot aangebracht; samen met de dekzadels dienen de berghouten voor de ondersteuning van de 'tube'.

De romp is onderverdeeld in 3 waterdichte compartimenten:

- voorpiek
- ruimte voor brandstoftanks, accu's enz.
- motor- en jetruimte

* Alg. Plan zie bijlage.



Foto Pim Korver

Romp en dekhuis zijn vervaardigd van zee-waterbestendig aluminium. De constructie is een combinatie van dwarsspanten en langsvorstijvingen, resulterend in een vakwerk van 30 x 30 cm. De sterkte criteria voor de bodem beplating in het voor impact gevoelige gebied zijn:

- maximale vlakke druk ten gevolge van impact 0,31 N/mm²
- maximale toelaatbare spanning voor aluminium 80 N/mm²
- maximaal toelaatbare doorbuiging 1/200ste van de ongesteunde lengte.

De sterkte is berekend met behulp van de Allen-Jones ontwerpmethod. Voor de overige constructiedelen zijn de gebruikelijke hoogtes waterkolom maatgevend. De combinatie van relatief lichte plaatvelden met een dicht vakwerk van verstijvingen bleek in het geringste constructie gewicht te resulteren.

Grote zorg is besteed aan de lasvolgorde en de maximale laslengte per las, in verband met de warmtetoever aan het relatief lichte materiaal.

De voornaamste lassen zijn door middel van röntgenonderzoek gecontroleerd op kwaliteit.

Voortstuwing

De voortstuwing geschiedt door middel van twee watergekoelde, turbo-charged scheepsdieselmotoren van het fabrikaat Perkins, type TV. 8.450 (M), geleverd door Kemper & van Twist Diesel b.v. De motoren ontwikkelen ieder 225 kW (305 pk) bij 2400 omw/min. In verband met de geringe rompbreedte zijn de motoren in tandem opgesteld.

Via een Vulkardan flexibele koppeling en cardanassen, worden 2 waterstraal voort-

stuwars aangedreven. Deze waterjets afkomstig uit Engeland (P.P. Jet) zijn uit glasvezel versterkt polyester vervaardigd met roestvrijstalen binnenwerk en bewegende delen. Het rendement is relatief hoog, de keuze van de impeller is zodanig dat het volledige vermogen wordt gebruikt als de boot planeert.

Door de directe controle mogelijkheden via toerental en reverse-buckets, kan zeer snel gereageerd worden; zowel bij het versnellen als het vertragen van de boot.

De motoren worden elektrisch gestart; op één der motoren is een hydraulische noodstart mogelijkheid opgebouwd. Een kantel-schakelaar zorgt ervoor dat de motoren gestopt worden in het geval de boot dreigt te kapseizen.

Tevens worden dan de automatische kleppen in de luchttoevoer, uitlaat en ventilatiekokers afgesloten.

Electrisch Systeem

De 24 volts installatie wordt gevoed door 2 stuks 60 Ampere alternatoren.

De capaciteit van de accu's bedraagt 220 Ah. Een volledig alarm signaleringspaneel is aangebracht in het stuurhuis, gegroepeerd in de stuurconsole en vlak boven het voorste raam. De elektrische installatie werd geleverd door A. de Keizer Electro-techniek.

Tube

De tube met een diameter van 82 cm is vervaardigd door Woudenberg BV uit materiaal samengesteld uit Kevlarvezels met neopreen rubber.

De tube bestaat uit 12 afzonderlijke luchtdichte compartimenten. De bevestiging op de zadels geschiedt door middel van schor-

Hoofdafmetingen

De snelle kustreddingboot heeft de navolgende hoofdafmetingen en voornaamste karakteristieken:

Lengte over alles 12,70 M.

Lengte vaste romp 11,25 M.

Breedte over alles 4,70 M.

Breedte naar de mal 3,90 M.

Holte op ordinaat 0 0,95 M.

Holte op ordinaat 10 1,95 M.

Diepgang bij snelheid 0 0,63 M.

Waterverplaatsing 8,90 Ton

Tonnage

14 BRT

4 NRT

Langs- en dwarsspantafstand 0,30 M.

Snelheid 26 Kn.

Vermogen 2 x 225 kW (305 pk) bij 2400 omw/min.

Capaciteit:

Bemanning 4 personen

Geredden (in opbouw) 22 personen

Geredden (aan dek) 50 personen

Zelfrichtend over 360 graden

Brandstof voldoende voor 8 uur volle snelheid

ten gevulkaniseerd aan de tube, welke met doorgeboute klemstrippen vastgezet zijn op de romp.

Door TNO zijn uitgebreide proeven genomen ten aanzien van de treksterkte van materiaal en de bevestigingschorten; deze blijkt in de orde van grootte van 3000 Newton per strekkende cm te zijn.

Tests en proefvaart

De kantelproef met de reddingboot is zeer succesvol verlopen. In overeenstemming met de berekeningen blijkt de stabiliteit tot ca. 100° slagzij zeer groot te zijn, waarna deze waarde afneemt tot ca. 130° waarna de stabiliteit weer toeneemt. De stabiliteit is uiteraard een maat voor de weerstand van de boot tegen kapseizen. Na onderste boven te zijn getrokken komt de boot snel en soepel weer overeind.

Overigens zit de bemanning met een vijf-punts heiligordel vastgesnoerd in hun hydraulisch geveerde stoelen ten behoeve van hun veiligheid bij zwaar weer.

De trim van de boot voldoet aan de verwachtingen, stilliggend ca. 1° voorover; op volle snelheid ca. 3,5° achterover. De snelheid heeft de verwachtingen overtroffen, ruim 26 knoop werd gemeten onder proeftocht omstandigheden. De boot blijkt zeer koersstabil te zijn, terwijl ook bij hoge snelheid, de manoeuvreerbaarheid zeer goed is. Een spectaculaire eigenschap van dit type boten is het positief hellen van de boot in een bocht.

Dit valt te vergelijken met het gedrag van een motorrijder; normale schepen hebben juist de neiging naar buiten te hellen. Voor het varen op zee onder slechte weersomstandigheden is dit 'positief hellen' essentieel.

P.A.L.

Noise reduction and resilient mounting of machinery in ships

by H. F. Steenhoek*

1. Introduction

Structure-borne sound transmission is of dominant importance for machinery originated shipboard noise. As a successful means to reduce this transmission the resilient mounting system is nowadays widely accepted for ships. The major acoustic aspects are described in this paper. Good acoustic properties of a mounting system require careful consideration of all noise transmission paths, viz. via mountings, flexible shaft coupling, flexible pipe connections and via the airborne sound. The design of resilient mounting systems for medium speed diesel engines (350-600 rpm) requires special attention and is therefore described as an example. For a more extensive discussion the reader is referred to [1].

2. Ship noise control

Shipboard noise is the unwanted, troublesome and/or annoying sound on board ships. Important and notorious sources of shipboard noise are the ship propeller(s) and the ship machinery, with Diesel engines dominating in the last category. Noise on ships can be calculated and predicted in the design stage with reasonable accuracy for the majority of practical cases, see [2] and [3]. Noise on ships can be controlled and reduced by the application of current technological and generally accepted means [4] and a large variety of research techniques and methods is available to sustain this work [5]. Close to the source the most frequently applied measure to decrease the structure-borne sound transmission is the decoupling of the source from the ship structure by the insertion of flexible elements. This so-called resilient mounting is considered to be the most effective and valuable measure to reduce the noise transmission from the machine to the ship structure.

3. ACOUSTIC ASPECTS OF RESILIENT MOUNTING SYSTEMS

3.1 General

As an example in fig. 1 the noise transmission paths from a propulsion Diesel engine to the accommodation have been illustrated. The major paths are the airborne sound path, the structure-borne sound path via the engine feet, seating and ship structures and the paths via the exhaust system. It will be clear that measures are only effective when applied to the dominant transmission. The order of importance of the various paths may depend on the frequency. A thorough knowledge of all paths

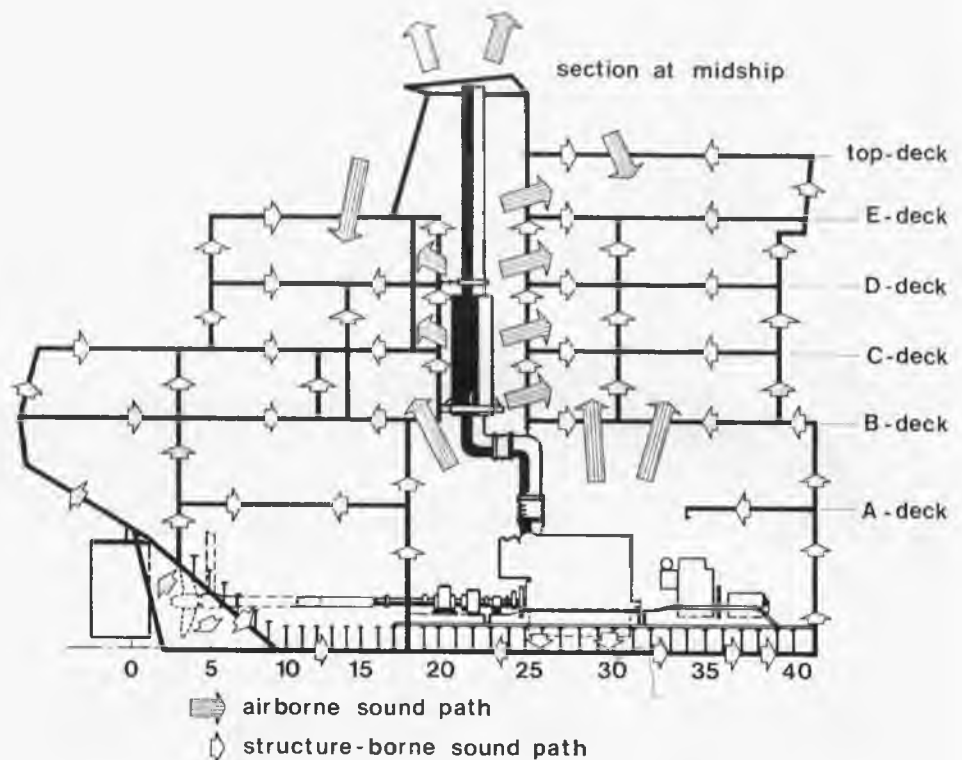


Figure 1

Major sources and transmission paths for shipboard noise: propellers, main engines and exhaust system. Airborne sound (long arrows) directly or via decks, bulkheads and engine casing to accommodation. Structure-borne sound (short arrows) follows seating, double bottom, pillars, frames, hull and decks and radiates in the accommodation. Transmission via the exhaust piping and exhaust noise via open end. For ship noise control all paths require a careful consideration.

is therefore required to judge in the design stage the relative importance and to select the correct measures. The measures to the ship structure and in the accommodation are outside the scope of this paper; special attention is given here to the measures taken close to the machine as a source.

3.2 Machinery Noise Transmission Paths

To fulfil its operational demands a resiliently mounted machine has a variety of connections with the ship structure. This in-

cludes liquid filled piping such as fresh water, sea water, lubricating oil and fuel oil; intake and exhaust piping, starting air lines, flexible shaft coupling and also electric control and power lines. All connections should be interrupted with a suitable flexible element to allow for the motion of the machine on the mountings and to decrease the structure-borne sound transmission. The following rough pattern of all transmission paths for a resiliently mounted machine may be given; see also figure 2:

Machinery Noise Transmission

Airborne sound paths

- direct from machine
- intake, exhaust, cooling fan

Structure-borne sound paths

- via resilient mountings or rigid engine feet
- via shaft couplings
- via piping, cables, exhaust etc.

Fluid-borne sound paths

- via seawater connected systems (for underwater sound)
- via coupling with piping wall

* TPD, Institute of Applied Physics TNO/TH Delft.

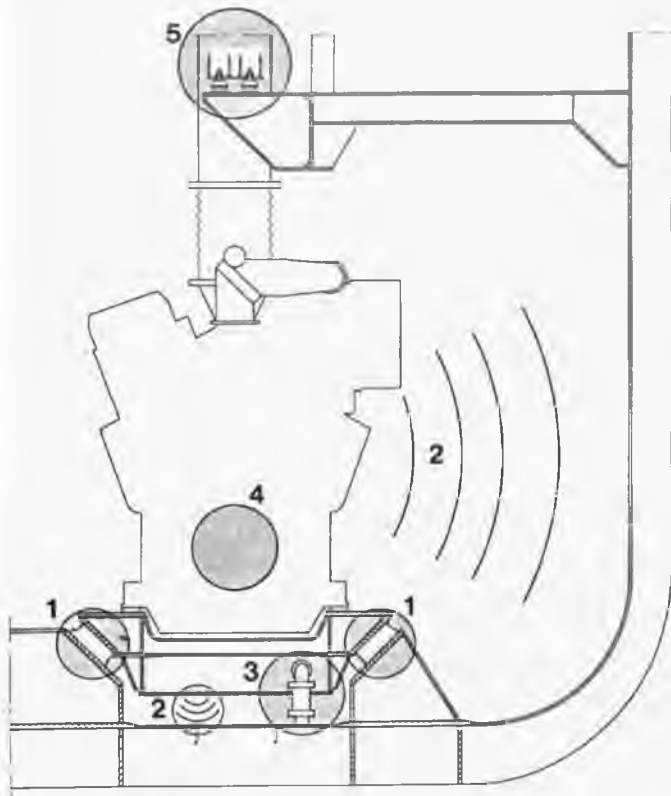


Figure 2
 The main sound transfer paths between a resiliently mounted propulsion engine and the adjacent ship structure.
 1. resilient support mountings
 2. airborne sound including (narrow) space below engine
 3. flexible piping
 4. flexible shaft coupling
 5. exhaust system resilient suspension.

The *airborne sound* created by the machine is transmitted via the bulkheads and the decks to the adjacent compartments. The obvious measures are the application of structures which increase the isolation between compartments and/or the application of an effective acoustic enclosure around the machine. The airborne sound excites the surrounding structure of the machinery room and therewith limits the gain of a good resilient mounting system.

Sometimes a small gap between machine or raft bottom and tanktop or ship structure is designed which requires special attention as an airborne sound path [6].

In a mounting system with good acoustic qualities all other transmission paths should be subordinate to the airborne sound path. In that case only the radical measure of an effective enclosure – and for practical reasons combined with a compound mounting system – will provide further improvement. This should be decided in the earliest design stage.

The *structure-borne sound* originates in the motion and action of the various parts and processes in the machine which result in mechanical vibration of the structural elements in a wide frequency range. Via the various links from the machine with the ship

structure, such as resilient mountings, shaft coupling, piping connections, exhaust piping, this is transmitted via the ship structure to the accommodation boundaries where it is radiated as airborne sound. Structure-borne sound in its nature and properties is similar to mechanical vibration. In general structure-borne sound is considered in a higher frequency range and thus more complicated and more difficult to describe than mechanical vibration. Structure-borne sound distinguishes from mechanical vibration in its relation with the radiated sound.

For the sake of completeness the *fluid-borne sound* path is mentioned. This is the path via the liquid in the pipe connections where sound, which is generated by the pumps or radiated from the machine structure into the liquid, propagates via the liquid and excites the piping wall or the ship structure thus partly bridging flexible pipe connections.

3.3 Relative Importance of Paths

In ref. [7] the results of a study concerning the relative importance of the various transmission paths have been published. Fig. 3 illustrates the contribution of the various paths investigated so far. In this case the final result (a) is still considerably above the

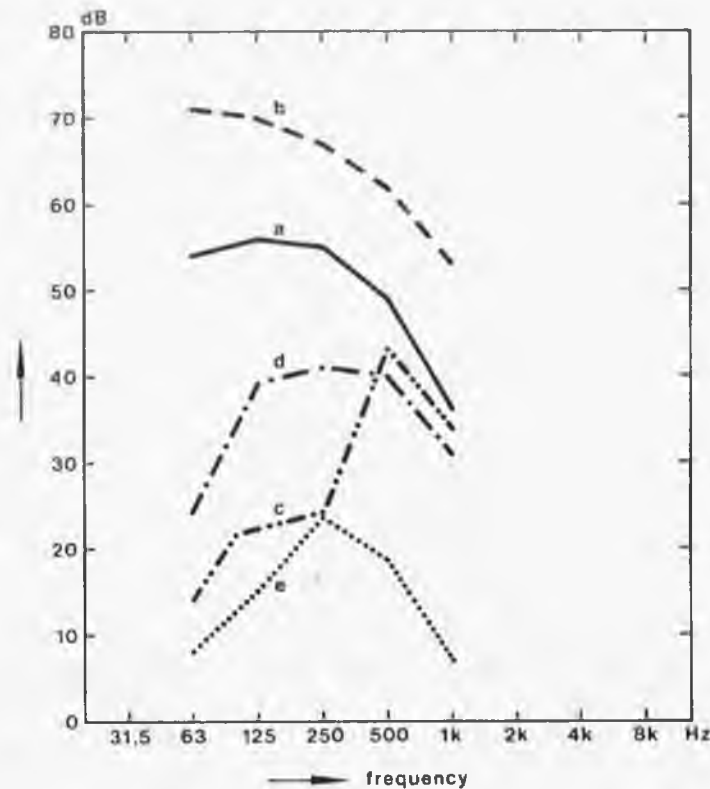


Figure 3
 Relative importance of the various transmission paths for a resiliently mounted propulsion Diesel engine; a case study.
 a. measured for full installation
 b. rigidly mounted engine calculated via insertion loss of fig. 5
 c. mounting path
 d. airborne sound path
 e. airborne sound via cavity between engine raft bottom and tank top.

airborne sound transmission (d), especially below 500 Hz. Suspect in this case are in order of expected importance the flexible piping, an additional for and aft stabilizer mounting, the exhaust system and the flexible shaft coupling. At 500 Hz the mounting path is predominant which is caused by the combined effect of standing waves in the mountings and the location of some of the mountings on the center of seating top plate fields.

Location of all mountings on top of the stiffeners leads to an improvement of 10 dB at 500 Hz and 7 dB at 1 kHz in this case. It is emphasized here that the relative importance of various paths in other cases may be completely different from the case as illustrated here.

3.4 Some Guidelines

The structure-borne sound isolation properties of flexible elements can be improved by complying with the following four principles described here in a concise way:

- select and construct the connecting points of all flexibel elements at positions stiff and rigidly fastened to the engine structure
- select flexible elements with the lowest stiffness in all directions, avoid the use of (undamped) metal elements; for a given

stiffness and load the smaller and lighter elements are preferable because of the higher standing wave frequencies

- select and construct the seating structures stiff and heavy and provide stiff connections with the heavy ship structure. Avoid positions on large unstiffened plate fields. Bring stiffening close to the resilient element (flexible hoses!)
- short circuits e.g. via metal to metal contact, which very often occur caused by bad training of constructors and engineers, must be fully banned.

For resilient mountings the engine side and the ship side must be fastened to top plates stiffened at the position of the mounting. For other flexible elements the same principles must be followed. In fig. 4 an example has been given of a flexible pipe connection with all types of failures, unfortunately frequently constructed in practice in such a way. The other example in fig. 4 fulfils foregoing requirements much better and also shows a position more favourable with regard to the motion in seaway. The bad structure may also suffer from fatigue failures due to deformation of the piping at the engine connection. In [8,9] more directions of this kind are given.

In critical cases where large movement capability over the flexible coupling is required the cardan-type coupling seems the logical solution. However, extreme care must be taken with the bearings carrying the intermediate shaft in the coupling halves. These constitute a serious structure-borne sound path and adequate measures should be taken to provide effective acoustic decoupling.

3.5 Acoustic data

Major decisions related to acoustic requirements should preferably be taken in the earliest design stage. Therefore reliable prediction models must be available. For the resilient mounting system the machine source levels, the flexible element transfer properties and the transmission and radiation properties of the relevant ship structure are essential elements for such a model. A test facility for measuring the acoustic transfer properties of flexible elements such as resilient mountings is described in ref. [15].

4. THE DESIGN OF THE MOUNTING SYSTEM

4.1 General

The mathematical description of the properties of a resiliently supported rigid body has been published more than once, see for example [10]. Computer programs are available to solve the equations and to present the results in a convenient way. For the design of the system it is important to avoid resonance at excitation frequencies.

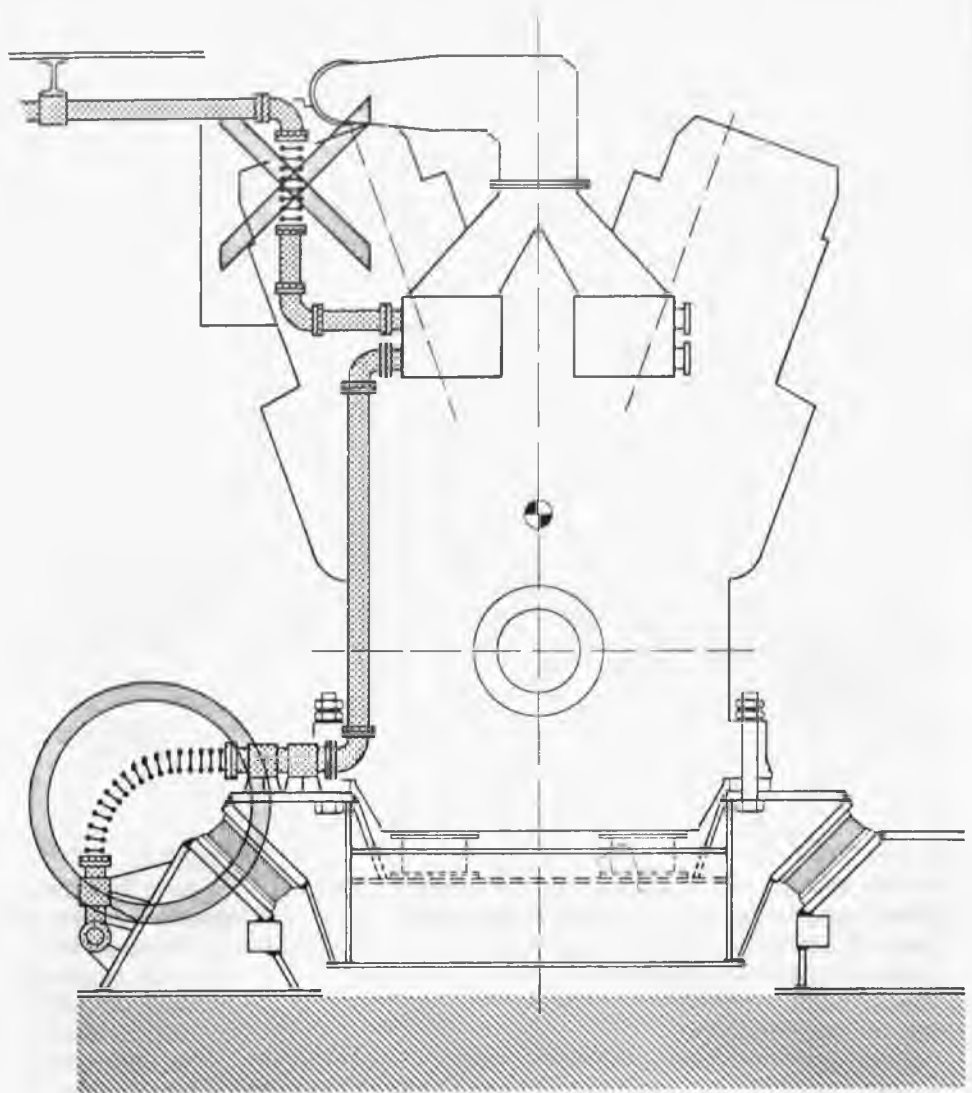


Figure 4
Cross section of the mounting system applied for medium-speed Diesel engines in ships according to fig. 5, example C, showing a bad (top) and a good (bottom) flexible piping connection.

For medium speed Diesel engines (mass between 80 000 and 150 000 kg) the mounting system with on both sides a row of inclined block-type rubber mountings shows the best properties. The frequencies of the 6 natural modes of vibration can be grouped outside the ranges of important frequencies of exciting forces and couples, see figure 5. The small clearance between exciting frequencies and natural frequencies and also the problems related with such effects as the seaway motion forces and the engine torque resulting in displacements at flexible connections ask for a careful design to obtain the desired grade of reliability. The design is an iterative process where stepwise changes in number of mounts, mounting stiffnesses and positions are introduced until the most favourable result is obtained. Computerization of this part of the process is not considered worthwhile for the time being; experience plays a dominant role. For the type of installation as described here it is essential that the final results are in good accordance with the calculated design values. Deviation from design values might result in the

necessity of blocking a range of engine speeds or in the worst case in a complete malfunction of the installation.

4.2 Basic data of components

The basic data for the design calculations are those of the mounted body (mass, principal inertial axes and inertia moments) and of the resilient connections (position of elastic center, orientation and translational static and dynamic stiffness data in three directions). In many cases rotational stiffnesses may be neglected.

The machine data usually has been obtained by calculation from data of detail parts. Sometimes the mass is checked by measurements. The author has knowledge of one case of a medium speed engine where the position of the center of mass has been checked by measurements (8TM410 engine, SWD, Netherlands). The orientation of the principal inertial axes might deviate from the usual parallel-to-crankshaft related directions. Neglecting this difference means either neglecting the products of inertia of the machine or choosing an incorrect set of reference axis.

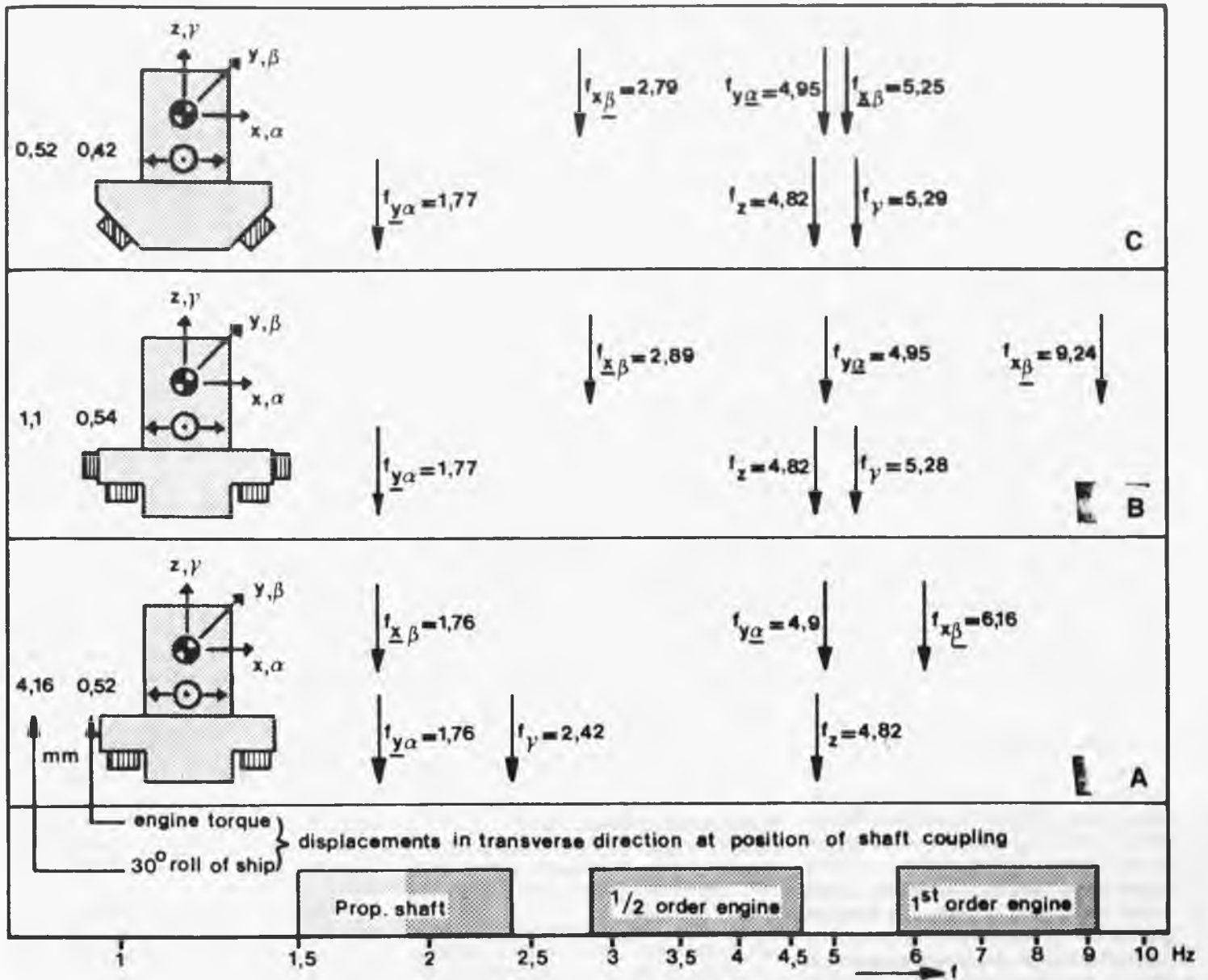


Figure 5

Example of the ranges of exciting frequencies and calculated natural frequencies of three various mounting systems. The horizontal displacements in mm at the flexible shaft coupling as caused by the engine torque and by 30° ship roll are given at the left hand side. The example C gives the best results. Not indicated in the diagram is the required running-in speed of 200 rpm (3.33 Hz), which is also fully acceptable for example C.

In the design stage the mounting stiffnesses are obtained from data of past experience or from calculation models in literature. The calculations of mounting stiffnesses based on the various literature data show a large spread of results; up to 30% difference in calculated stiffnesses is no exception.

It is recommended to specify the mountings according to their stiffness and apply a prototype check in case of unusual dimensions or rubber quality. Good results with a small tolerance can be obtained for special cases. An example is given of the tolerance of stiffnesses for a set of 17 rail type mountings for a medium speed diesel engine ordered at a dynamic compression stiffness of $842 \cdot 10^4$ N/m. This was based on past knowledge on similar designs and checks on a prototype. For the 17 mountings without production drop-out the aver-

aged stiffness was $823 \cdot 10^4$ N/m, standard deviation $17 \cdot 10^4$ N/m (=2%); the transverse directions showing similar results. This is a characteristic result also for similar sets of mountings for other medium speed engines. The results agree with literature data [12].

The data of other flexible elements such as a shaft coupling, the (exhaust) bellows and also the flexible pipings must be introduced in the calculations. The effects of those elements may not be neglected.

It is expected that in general the machine data shows the largest relative uncertainty, measurements to decrease this require extensive provisions. Therefore other methods must be developed to test the critical properties of the mounting system.

4.3 Calculated and measured values

The keypoint for the design is the degree of

agreement between the design values and the final results. The major properties of the system can be checked by measuring the natural frequencies. The excitation can be obtained from the running engine. The first installation of this kind was investigated on the manufacturers' testbed and showed considerable discrepancies between the design and the measured frequencies of the natural modes [13,14]. With a slight change in engine speed range the problem could be solved without any operational drawback. However, for future installations this was unsatisfactory and moreover the testbed installation is relatively expensive and time consuming. Therefore another check and correction sequence was developed. The test might be described as follows: Give the engine a displacement over some mm from its equilibrium position and release quickly. (Required force about

10⁵ N; applied with a hydraulic cylinder and released via a breaking bolt (SWD, Netherlands). The damped vibration pattern is recorded giving both the frequency of free vibration and the damping of the excited mode.

By successively applying the correct displacement and measuring at the correct positions it is possible to measure all six natural frequencies; usually four modes are sufficient for a check. The application of Modal Analysis techniques may facilitate the operation. The test is executed at the earliest possible moment after the engine with raft and mountings have been installed in the ship. The results are compared with design calculations of the system as tested; no shaft coupling, bellows and piping installed and a reduced mass of the engine. A number of spare mounting positions is introduced in the design to allow for adjustments after the tests without major changes in the structure.

The results of two different mounting systems tested in this way are given in table 1. There is a good agreement between the design values and the measured values and no change of the design was deemed necessary. Both installations operate fully satisfactorily.

5. CLOSING REMARKS

It is the purpose of this paper to give a wider knowledge to the possibility to design and construct for shipboard application reliable resilient mounting systems, especially for medium-speed Diesel engines in the speed range of about 350–600 rpm. Some design information is given. The acoustic gain, which will be enlarged in the future on basis of the results of extensive research, is of value for the accommodation and the measures at that place. It makes the resilient mounted medium-speed Diesel engine also acoustically fully competitive with or superior to the low-speed engine, see [1].

Table 1: Results of design calculation and measured values of the natural frequencies from two different systems of resiliently mounted medium speed diesel engines

mode of vibration	Example 1 mass of engine and raft 85000 kg		Example 2 mass of engine and raft 145000 kg	
	design calculation	measured (Hz)	design calculation	measured (Hz)
f_z	4.72	4.67	4.81	4.76
$f_{y\alpha}$	1.72	1.76	1.74	1.76
$f_{y\beta}$	4.43	4.29	5.16	4.97
$f_{y\gamma}$	2.52	2.46	2.74	2.78
f_{aft}	5.55	* (not measured)	5.19	*
f_{aft}	5.45	*	5.35	*

References

- [1] STEENHOEK, H. F., 'Design and application of resilient mounting systems for medium-speed Diesel engines in ships', 15th CIMAC-Congres Paris 1983, Conference papers p. 1079–1098.
- [2] BUITEN, J. and JANSSEN, J. H., 'On acoustical designing in naval architecture', Proceedings INTERNOISE 73, Copenhagen, p. 349-356, 1973
- [3] BUITEN, J. and AARTSEN, H., 'Simplified method for predicting sound level A in accommodation spaces aboard sea-going motorships. Proc. INTERNOISE 79, Warszawa, paper I 2-C, p. 585-589
- [4] STEENHOEK, H. F., 'Advanced Ship Power Plant Design and Operation; Environmental Protection: Noise', Paper H2, West European Graduate Education Marine Technology, 5th Graduate School, Trieste, 1981
- [5] STEENHOEK, H. F. and DE BRUIJN, A., 'Acoustic aspects of advanced surface craft', Proc. High-Speed Surface Craft Conference, Brighton (UK), 1980
- [6] VERHEIJ, J. W., 'Airborne sound transmission via the cavity under a resiliently mounted ship Diesel engine', Proc. INTERNOISE 79, Warszawa, paper I 9-C, p. 629-634, 1979
- [7] VERHEIJ, J. W., 'Quantifying sound transfer paths for a resiliently mounted 4000 kW medium speed shipboard Diesel engine', Proc. INTERNOISE 80, Miami, p. 407-412, 1980
- [8] STEENHOEK, H. F., 'Resilient mounting of

machinery in ships', Lecture during Seminar 'Combating of noise in ships', Lyngby (Denmark), May 1979

- [9] STEENHOEK, H. F., 'Resilient mounting of medium speed Diesel engines in ships', Proc. INTERNOISE 79, Warszawa, paper I 16-C, p. 665-668, 1979
- [10] HARRIS, C. M. and CREDE, C. E., (Editors of) 'Shock and Vibration Handbook', McGraw Hill Book Company, Inc. New York, Toronto, London, 1961, 1976, Ch. 3
- [11] KOONS, R. R., 'Production and Quality Control of elastomeric mounts', SAE International Congress, Detroit, Michigan, Jan. 8-12, 1973.
- [12] BUITEN, J., JANSSEN, J.H., STEENHOEK, H. F. and HAGEMAN, L. A. S., 'Prevention of noise and vibration annoyance aboard a sea-going passenger and car-ferry equipped with diesel engines', part I, Line of thoughts and predictions; Report 139S. Netherlands Ship Research Center TNO, December 1971
- [13] BUITEN, J. as [12], part II, Measures applied and comparison of computed values with measurements, Report 140S, Netherlands Ship Research Center TNO, Febr. 1972
- [14] BIBER, W., 'Koningin Juliana', das Fahrschiff neuester Bauart der Stoomvaart Mij. Zeeland', MAN Dieselmotoren Nachrichten 48
- [15] VERHEIJ, J. W., 'Test facility for multi-directional sound transfer through resilient elements under static load', (see next pages).

Honderdste Deutz diesel voor Maaskant

Op 6 april j.l. vond te Goeree de officiële overdracht plaats van de honderdste dieselmotor, een Deutz type 628 met een vermogen van 3000 pk, welke door Deutz-Motoren B.V. geleverd werd aan Maaskant Machinefabriek en Scheepsbouw B.V. te Stellendam. De motor is bestemd voor de TX.4, die Maaskant bouwt voor de familie Van der Vis in Oudeschild (Texel).



Test facility for multi-directional sound transfer through resilient elements under static load

by: J. W. Verheij*

Summary

A method and a facility are described for measuring the structure-borne sound transfer properties of resilient mountings or flexible couplings.

The flexible elements can be tested under the appropriate static load (or deformation) and for separate excitation by each of six orthogonal translations and rotations. The maximum compressive load of the test rig is $0,6 \times 10^6$ N.

Background

High isolation performance is required when strong sources of structure-borne sound are installed on relatively lightweight structures. Important examples are machinery installations in transport vehicles and ships. When considering sound transfer via antivibration mountings, most literature treats translational (vertical) vibration only. But especially in transport vehicles and ships the properties of sources, isolators and seating (foundation) structures can make that other excitation components than the vertical one dominate the sound transfer.

For a good isolator choice, which is one of the conditions for high isolation performance, knowledge of the multi-directional sound transfer properties is needed. It appears, for example, that mounting types with approximately equal sound transfer properties for the compression direction can differ as much as 30 dB for other directions. A method and a facility which provide this type of data is described below.

Characterising and measuring the flexible element properties

The basic principle is explained with the aid of the specific example in Fig. 1.

A resilient mounting is clamped between two blocks which vibrate as rigid bodies in the frequency range of interest. The upper block is on the machine side of the moun-

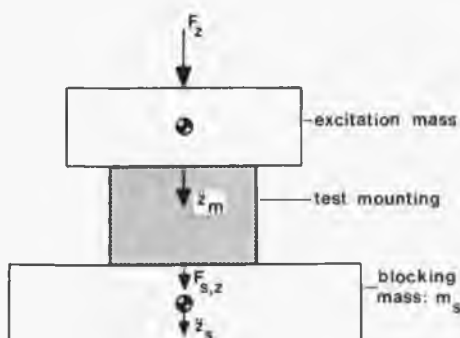


Fig. 1. Basic test arrangement.

ting. It serves as an excitation block. The lower block, on the seating side, is used for determining the force which would be exerted by the mounting on a high impedance seating, i.e., the so-called blocked force.

The vertical accelerations of the blocks are denoted by z_m and z_s . The ratio z_s/z_m is usually called: (acceleration) transmissibility.

For a massless mounting with frequency independent stiffness k and frequency independent loss factor η , $20 \lg(z_s/z_m)$ is shown in Fig. 2 as a function of frequency.

For actual mountings the transmissibility curve at higher frequencies may differ considerably from that in Fig. 2, because of the occurrence of standing waves.

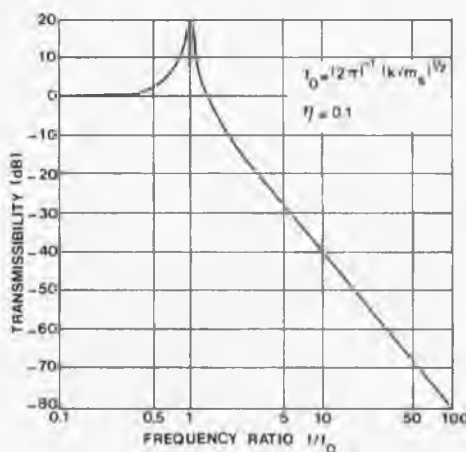


Fig. 2. Idealized transmissibility of mounting.

The transmissibility is not solely a mounting property because it depends on the mass of the terminating block. If the transmissibility is multiplied with m_s one obtains the transfer function:

$$T_{F_z, z} \stackrel{\text{def}}{=} F_{s,z}/z_m = m_s z_s/z_m$$

For frequencies $f > 3f_0$ the force $F_{s,z}$ is equal to the so-called blocked force. Then the transfer function $T_{F_z, z}$ is no longer dependent on the terminating mass and is solely a mounting property.

The sound transfer function of a mounting is therefore defined by the right hand side of Eq. (1) for the frequency range $f > 3f_0$.

This principle is easily extended to other vibration directions. Fig. 3 defines the forces, torques and translational and rotational accelerations in a Cartesian coordinate system. In general terms the sound transfer through a mounting to a high

impedance seating may be represented with the matrix equation.

$$F = T a \quad (2)$$

where F denotes a column matrix $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ of six blocked forces and torques, a denotes a column matrix $(\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}, \ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\gamma})$ of six acceleration components on the machine side and T denotes the 6×6 matrix of sound transfer functions, which are defined analogously to Eq. (1)

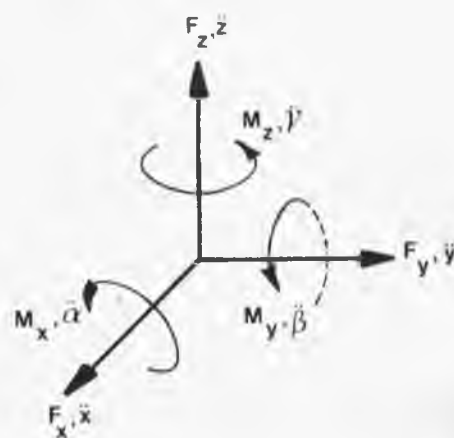


Fig. 3. Measuring quantities in Cartesian coordinate system.

For representative mountings the number of different transfer functions is much smaller than 36.

By a proper combination of excitation block and exciter configuration, one of the six excitation components is made relatively strong. For determining translational and rotational accelerations, lineal accelerations measured at accessible positions are added or subtracted with suitable electronics. The blocked forces and couples on the seating side are derived from accelerations of the terminating block.

Test facility

In Fig. 4 a test rig is shown, which is used for measuring transfer functions with the flexible element under static load.

Fig. 5 shows the arrangement schematically. In the test rig compression loads up to $0,6 \times 10^6$ N can be applied with the aid of hydraulic equipment. For transferring this load and for supporting the terminating block, soft resilient mountings are applied.

* TPD. Institute of Applied Physics TNO-TH Delft.



Fig. 4. Test rig with measurement configuration for $T_{Fz,z}$.

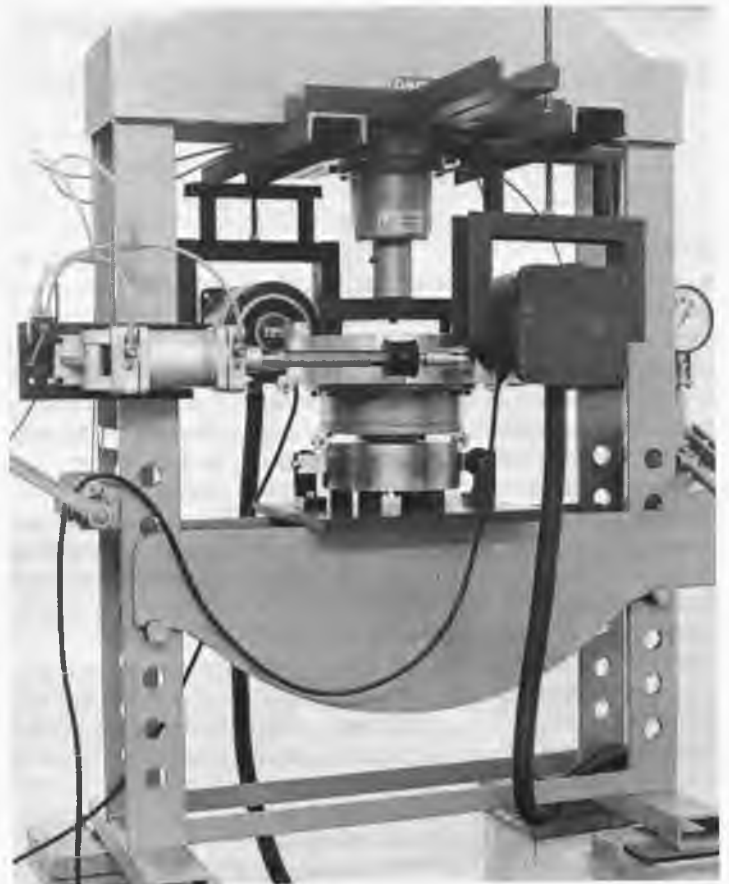


Fig. 6. Test rig with measurement configuration for $T_{Mz,y}$ of flexible shaft coupling. On foreground one of the air pressure cylinders.

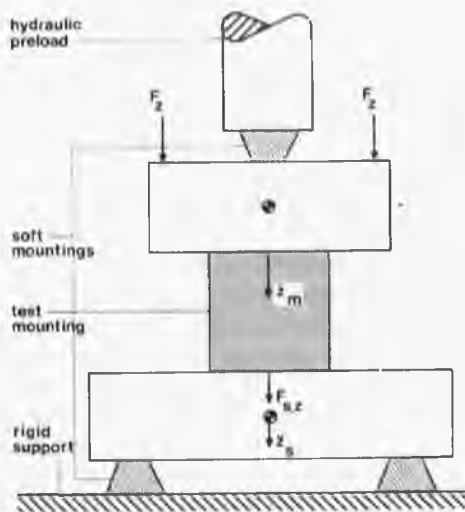


Fig. 5. Basic principle of test rig with measurement configuration for $T_{Fz,z}$.

These do not affect the vibrations of the excitation and termination blocks in the frequency range of the measurements. A range of excitation and terminating blocks is available to fulfil the measuring requirements for a variety of mounting stiffnesses and for the frequency range 40-2000 Hz. Transverse loads can be applied with the aid of air pressure cylinders. These can be used for applying a torsional load when investigating the sound transfer for flexible couplings. An example is shown in Fig. 6. Combination of compressive and transverse load can be used to obtain a proper static deformation of a mounting. This has been applied when investigating the sound transfer for mountings which in practice are used for inclined resilient supports.

Field of application

Isolation of strong sources of structure-borne sound on relatively lightweight struc-

tures requires the insertion of flexible elements with good isolation properties. Important examples are found in transport vehicles and ships.

However, other requirements than those with respect to structure-borne sound isolation may lead to complex flexible elements with a wide scatter of the isolation properties. The measuring method which has been described provides this acoustical information. Moreover it provides an estimate of the low frequency stiffnesses in different directions for elements like flexible shaft couplings, which is much more accurate than the calculation methods which are in use today.

Literature

Multi-path sound transfer from resiliently mounted shipboard machinery, Ph.D. thesis, 1982.

The Development and Performance of Abrasion Resistant Coatings

By Dr. D. K. French*

After many years of development and testing abrasion resistant coatings are now becoming established in the marine industry and have already shown excellent results in significantly reducing the amount of maintenance and repair necessary to steel work. The purpose of this paper is to look closely at the problems being tackled, the requirements of an abrasion resistant coating and to analyse the types of product currently being marketed.

Mechanical damage

There is no doubt that since the advent of high performance anticorrosives, such as the coal tar epoxies, the major potential cause of corrosion on ships has become the removal of the protective coating by mechanical damage, thus exposing the steel to a corrosive environment rather than the breakdown or failure of the coating itself. Apart from requiring expensive regular maintenance, mechanical damage will also adversely affect a vessel's earning potential when occurring in cargo carrying spaces. It increases a vessel's operating costs due to increased hull roughness and hence fuel consumption when occurring on the hull below water, and in general detracts from the vessel's overall appearance.

The extent of the problem caused by mechanical damage is dramatically illustrated by data from International Paint's computerised coatings performance monitoring system, International Dataplan. For example, 49% of general cargo vessels inspected by the company at drydocking had more than 10% of their boottop areas corroded as did 52% of bulk carriers. The underwater sides of these latter vessels

also suffer severely with 32% exhibiting this high level of corrosion. The repair costs for such damage are substantial – and far exceed that for the area actually damaged. The need for coating systems with improved resistance to mechanical damage is clearly evident, but what causes the damage and how does it occur?

The most frequent causes include berthing, fendering and cable chafing, and damage caused by passing over sand bars, passing through ice, handling cargo, and the inevitable dropping of items on decks etc.

The possible mechanisms by which a coating can fail under mechanical damage are numerous but can be simplified to three general modes:

Impact force

– where the coating is damaged by an object impinging at right angles, or thereabouts, to the plane of the paint film. This causes the coating to fracture and break away from the surface.

Erosive force

– where the coating is damaged by an object moving relative to the coating in the

plane of the paint film. This causes the coating to be worn away, eventually exposing the substrate.

Gouging/cutting

– where following an impact or compressive force, the coating is gouged or cut from the substrate under lateral movement.

While it is easy, using International Dataplan, to identify the extent of the problem, the various causes of mechanical damage can be ranked by the severity of the problem in terms of their associated impact, erosive and gouging/cutting forces. This can be presented in the form of a problem matrix as illustrated in Table I.

Measuring erosive forces

The ability of a coating system to withstand impact and erosive forces can be measured in the laboratory. The two most widely used tests are the Gardner Impact Test and the Taber Abraser Test.

Gardner Impact Test – A dart of known weight and impact area is allowed to fall from a known height onto the coating system. The maximum 'impact' energy that the coating can withstand without fracturing is derived, expressed in Joules.

Taber Abraser Test – An abrasive wheel of standard hardness and roughness under a weight of 1 kg is rotated at fixed speed while in contact with the coating system. The 'erosive' wear is expressed as the weight of coating lost in mg that occurs for 1,000 cycles of the abrasive wheel.

Clearly only the first of these two tests can be directly related to the forces experienced in the field. For example, the impact

* International Paint Marine Coatings, Felling, Tyneside, U.K.

TABLE I Causes and Ratings for Abrasion Damage

ABRASION TYPE	RATING		
	Moderate	High	Extreme
IMPACT	Fendering Ice Soft cargoes/vertical surfaces Soft cargoes/horizontal surfaces	Hard cargoes/vertical surfaces	Chain damage Hard cargoes/horizontal surfaces
	Fendering Soft cargoes/vertical surfaces Soft cargoes/horizontal surfaces	Ice Hard cargoes/vertical surfaces Hard cargoes/horizontal surfaces	Chain damage Sand bar abrasion
EROSIVE WEAR	Fendering Ice Sandbar abrasion Soft cargoes	Hard cargoes	Chain damage Cargo handling equipment

energy/mm² of a twist lock dropped from a container onto the deck can be calculated. By comparing this calculated impact energy/mm² with the impact resistance of a particular deck coating measured in the laboratory, the ability of the coating to resist the mechanical damage is known.

Conversely, the Taber Abraser Test cannot be directly related to forces in the field. However, it is most useful in assessing the comparative resistance of various coatings to erosive wear. Whether a coating system fails under erosive wear in the field depends on the magnitude of the erosive force, the time for which it is applied, and the thickness of the coating in question. Inevitably, all coating systems will eventually wear through if the erosive force is applied for long enough.

A good indication of the general toughness of a coating, and in particular its ability to withstand gouging/cutting damage, can be obtained by measuring two further parameters. Tensile strength, in Newtons/mm², is a measure of the resistance of a cured film to being pulled apart, while extensibility, quoted as a percentage, is the amount the coating can be extended before it will fail. Again these parameters can only give a comparative assessment of the coatings but do further improve understanding of the ability of a particular coating to withstand various types of mechanical damage.

Good resistance of a coating to mechanical damage would be typified by high tensile strength, extensibility and impact resistance, coupled with low Taber Abraser value.

Inevitably, to achieve the best performance from any coating, soundness of substrate and adhesion to that substrate are critical. For steel substrates, blasting to Swedish Standard Sa 2½, achieving an angular profile, is the optimum standard on which coatings will adhere and perform.

Test results

Results of laboratory experiments on several types of traditional anticorrosives at typical dry film thicknesses (coatings allowed to cure for seven days at 22°C and 50% relative humidity prior to testing) reveal the parameters as given in Table II.

These figures suggest that pure epoxies and coal tar epoxies should offer better protection against mechanical damage than products such as vinyl tars and chlorinated rubbers. This is borne-out by in-service experience. Even so, they are unable to keep corrosion due to mechanical damage down to acceptable levels.

Abrasion Resistant Coatings

There are two philosophies for tackling the problem of mechanical damage. The first has been used for a number of years, but has not really addressed the real issue. Coatings having high levels of inhibitive

pigment, normally zinc, are used to limit the ravages of corrosion following mechanical damage. Because of the sacrificial nature of the zinc pigment the coating's effective lifetime is limited once exposed and in addition these coatings are severely attacked by acids and alkalis making them unsuitable for use in holds carrying some cargoes.

Although their resistance to erosive wear is poor, under severe impact these coatings have had an advantage in that the inhibitive pigment tends to be 'crushed' into the surface giving continuing protection to the steel during the lifetime of the inhibitive pigment. Nevertheless these coatings do not tackle the root cause of corrosion as they are not able to resist mechanical damage themselves.

The second philosophy demands coatings that can resist mechanical damage itself thus keeping the steel protected against corrosion for long periods – abrasion resistant coatings meet that need.

Four main families of abrasion resistant coatings are now available to the marine industry – thin film solvented epoxy systems; solvent free epoxy systems; glass flake filled epoxies and polyesters; and elastomeric coatings. Laboratory test results are given in Table III for the various types together with comparative lifetime costs.

Before discussing these approaches in more detail, two points must be remembered. Firstly, there is no such thing as a coating totally resistant to mechanical damage – all will fail if exposed to conditions beyond their design limits. It is for this reason that zinc silicates, for example, still have a role to play, subject to the constraints listed earlier, where extreme impact loads may be experienced. Secondly,

the abrasion resistant coating has to be a practical proposition from the point of view of ease of application and ability to be over-coated if so required.

Solvented multi-coat epoxies

Representing the latest technical development in abrasion resistant coatings, these products achieve improved performance at considerably less cost due to ease of application (normal airless spray) and lower specified film thickness – around 300 microns in two coats. As can be seen in Table III, this type of coating offers the most comprehensive protection for general use. The combination of a solvented multi-coat epoxy abrasion resistant anticorrosive, such as International Paint's Intershield EG series, with a high performance antifouling, such as the self polishing copolymer Inter-smooth HiSOL, represents the most advanced underwater hull coating scheme available today. Not only can excellent fouling free performance be achieved but use of the abrasion resistant coating contributes to the smooth underwater hull philosophy by minimising the effect of mechanical damage and enabling localised repairs to be made to the antifouling without the need for spot blasting and anti-corrosive reapplication.

Solvent free epoxies

These were the first coatings designed to give increased protection against mechanical damage – specifically that caused by permanent trading in ice. Because of the very precise nature of the operating requirements, these coatings, as exemplified by International Paint's Intershield ER series – Inerta 160, are designed to cope with low temperatures and also reduce the frictional resistance of the hull to

Table II

Coating Type	Impact Resistance (joules) (1)	Taber Value (mg loss/ 1000 cycles) (2)	Tensile Strength (N/mm ²) (3)	Extensibility (%) (3)	Gouging/ Cutting Resistance
Alkyd Chlorinated rubber Vinyl tar	less than 2.0	more than 150	less than 10	variable (4)	poor
Coal tar epoxy	2.0-2.5	90-140	10-15	0.5-0.7	moderate
Epoxy	2.0-2.5	80-100	15-20	0.5-0.7	good

(1) Measured on Gardner Impact tester based on ASTM D 2794-69.

(2) Measured on Taber Abraser using Teledyne CS10 wheel; lower value denotes better resistance to erosive wear.

(3) Measure on Instron Tensometer, based on ASTM D2370-68.

(4) The extensibility of these coatings can vary widely from as low as 5% to as high as 40% depending on the use of plasticisers, coating age, weathering conditions etc.

TABLE III Laboratory Test Results for Various Types of Abrasion Resistant Coatings

	Solvented Multi-coat Epoxy (1)	Solvent Free Epoxy (2)	Glass Flake (3)	Elastomeric Coating (4)
Typical dry film thickness (Microns)	300	500	500	3,000
Tensile strength (Newtons/mm ²)	> 20	> 20	15-25	15
Extensibility (%)	2.0	3.0	0.5-2.0	150
Impact Resistance (joules)	2.5-4.5	2.5-4.5	2.5-4.5	25
Taber Abraser value (mg loss/1,000 cs)	CS 10 40-60 H 18 1,000-1,500	60-70 1,500-1,700	80-160 2,000-4,000	not applic. 300
Relative lifetime against erosive wear at typical dry film thickness (based on Taber value using H 18 wheel)	1	1.1	0.4-0.8	30
Relative total cost (material plus labour)	100	170	150	600
Relative cost for equivalent lifetime against erosive wear	100	160	200-400	20

(1) Parameters for Intershiel EG series
(2) Parameters for Intershiel ER series

(3) Parameters for a range of available glass flake coatings
(4) Parameters for Intershiel PG series

ice, improving fuel economy and enabling greater thicknesses of ice to be broken. It is currently necessary to use hot twin feed equipment for application, a method which is not always available in many parts of the world, and the material cost is high, as the standard specification calls for a dry film thickness of some 500 microns. Nevertheless, when used on icebreakers and vessels permanently trading in ice, this type of coating has performed particularly well.

Glass flakes

Up until recently these were the most commonly used type of abrasion resistant coating. These products, either epoxy or polyester based have Taber Abraser values of the same order of magnitude as standard epoxy and coal tar epoxy anti-corrosives and therefore require application at film thicknesses of some 500-1,000 microns to achieve good erosion resistance. However, performance is less than that of the elastomeric coatings described above.

Under repeated impact progressive delamination of the coating at the resin/glass interface tends to occur rather than fracture from the substrate as is typical of conventionally pigmented hard coatings. Although this can prolong the life of the coating against moderate impact, it can give rise to an undesirable cosmetic appearance and may result in a large coating area being affected from a localised impact. They form an excellent barrier to water and in the case of epoxy glass flakes have good chemical resistance. Considerable expertise is required to apply these coatings smoothly

making them unsuitable for general use underwater. The major usage has been on areas such as splash zones on oil rigs and platforms. International Paint's product in this area is the glass flake epoxy, Intershiel EP series.

Elastomeric coatings

Unlike the abrasion resistant coatings previously discussed the elastomeric coatings have very high flexibility (greater than 100% extensibility) which allows the coatings to be applied at very high dry film thickness without crack propagation occurring when the coating is impacted.

They are formulated for application at dry film thicknesses in excess of 1,000 microns. As seen from Table III, laboratory data for these products is very impressive. When applied at 3,000 microns dry film thickness they can give up to five times the impact resistance and 10 times the lifetime against erosive wear compared with other abrasion resistant coatings. In addition they are very resistant to gouging/cutting damage.

As a result of their high film thickness and requirement for application by hot twin feed airless spray, elastomeric coatings are significantly more expensive than other abrasion resistant coatings. They are only recommended for isolated problem areas such as anchor pockets and other areas of severe abrasion where their high cost can be justified. International Paint's Intershiel PG series is designed to meet this specialist need.

Before concluding this section it is important to consider the relationship between

the applied film thickness of the various abrasion resistant coatings and their resistance to impact and erosive forces. Inevitably, as film thickness is increased lifetime against erosive wear increases in proportion. However, the relationship with impact resistance is not so straightforward. The solvented and solvent free epoxies show a decrease in impact resistance with increasing film thickness whereas elastomeric coatings show an increase in impact resistance with increasing thickness. In the case of glass flakes, there is little change. This clearly illustrates the importance of selecting the right type of coating at the right thickness to solve a particular abrasion problem.

Conclusions

Abrasion resistant coatings have proven performance and are now becoming accepted in the marine industry. However with the inevitable wide choice of products considerable care must be taken in selecting the coating most appropriate. It is recommended that advice be sought from coatings suppliers with relevant experience before a particular type of abrasion resistant coating is specified.

Each of the types described fulfils a purpose and gives a different performance in different trades and conditions. Overall, the solvented, multi-coat epoxies are the most cost effective solution for the majority of situations on ships; the other higher cost coatings should only be used where the problem is excessive and the higher cost can be justified.



NEDERLANDSE VERENIGING VAN TECHNICI OP SCHEEPVAARTGEBIED (Netherlands Society of Marine Technologists)

Programma van lezingen en evenementen in het seizoen 1983/1984

TOEPASSINGSMOGELIJKHEDEN VAN KUNSTSTOFFEN IN DE SCHEEPS- BOUW*

door Drs. Ing. H. M. Brüggemann en Ing. G. Hamm van het kunststoffen- en rubberinstituut TNO.
do. 10 mei 1984 Rotterdam

DE ORGANISATIE, DE BOUW EN DE RACE ROND DE WERELD VAN DE 'FLYER'

door W. Huijsman, directeur van Huisman Shipyard B.V. te Vollenhove.
di. 15 mei te Groningen.

NB

* Lezing in samenwerking met de Sectie Scheepstechniek van het KIVI en het Scheepsbouwkundig Gezelschap 'William Froude'.

De lezing wordt gehouden in de Aula van het Groothandelsgebouw, Stationsplein 45, aanvang 20.00 uur.

VERENIGINGSNIEUWS

Twee afstudeerprijzen uitgereikt

Op 6 april j.l. werden door de heer J. den Arend, vice-voorzitter van onze vereniging, twee afstudeerprijzen uitgereikt aan vier pas afgestudeerde officieren bij het Koninklijk Instituut voor de Marine te Den Helder.

Tijdens een geanimeerde bijeenkomst in de Van Speykzaal van het Koninklijk Instituut, waar drie van de vier prijswinnaars met familieleden en de betrokken hoogleraren en studiebegeleiders waren samengekomen, werd een kort welkomstwoord gesproken door de commandeur (T) ir. J. Rietman, vlagofficier belast met de officiersvorming.

Nadat de consideransen waren uitgesproken door de betrokken hoogleraren, reikte de heer Den Arend de prijzen uit met een kort woord, waarin hij de samenwerking belichtte tussen de Kon. Marine en de diverse civiele instanties op het gebied van het wetenschappelijk onderzoek in de Maritieme Techniek.

De prijzen werden toegekend aan de Luitenanten ter zee van de technische dienst 2e klas W. Helleman en W. J. Kruijt voor hun scriptie over: 'Een wervelbed-scheepsvoortstuwingsinstallatie (PFBC)' en aan de Luitenanten ter zee van de electrotechnische dienst 2e klas M. C. J. M. Lohmeijer en P. S. Rouffaer voor hun scriptie: 'Geïntegreerde stabilisatie aan boord van schepen'.

P.A.L.

AFDELING ROTTERDAM

De lezing van 15 maart

Voor de lezing over 'Electric versus Hydraulic driven Cargopumps for Chemical-, Product- and LPG Carriers and Stripping Systems for Submerged Cargopumps' welke op 15 maart was georganiseerd in samenwerking met 'de Netherlands Branch van het Institute of Marine Engineers' bestond goede belangstelling. 78 leden en introducés werden welkom gehe-

ten door ir. M. J. J. van der Wal, die namens het bestuur van onze vereniging om 20.00 uur deze bijeenkomst in de Beatrixzaal opende.

De spreker was F. Hansen, General Manager van Svanehøj uit Svenstrup, Denemarken, die in het eerste deel van zijn lezing de voordelen van hydraulische- t.o.v. elektrische ladingpompen uiteenzette, waarbij hij de verschillende constructiedetails van de pompen behandelde aan de hand van lichtbeelden. Hij vergeleek de inbouwkosten en aandrijvingsrendementen van beide systemen, waarbij hij tot de conclusie kwam dat de elektrisch gedreven pompen in het voordeel waren, mede gezien ook de kosten van installatie en onderhoud.

In het tweede deel van zijn lezing behandelde de heer Hansen de eisen die door de MARPOL-voorschriften van de IMO worden gesteld aan de stripping systemen, in verband met het lozen van afvalwater. Hij belichtte daarbij de technische details van een stripping systeem in combinatie met ladingpompen voor chemicaliëntankers.

De discussie stond onder leiding van de heer P. van Staalduinen; hieraan werd deelgenomen door de heren Leusink, ir. Hanssen, C. Stout, Jansen, Bouwman en Spliethoff. Namens de beide verenigingen dankte de heer Van Staalduinen, voorzitter van de Netherlands Branch van het IME de spreker voor zijn goede voordracht, waarna deze bijeenkomst om kwart over tien werd gesloten.

P.A.L.

De lezing van 12 april 1984

De afdelingsvoorzitter ing. L. O. Jonker verwelkomde rond 20.00 uur de spreker van deze avond, prof. ir. J. Gerritsma en een zaal die met een 150 leden en genodigden als welgevuld kon worden beschouwd. De huishoudelijke mededelingen omvatten de aankondiging van namen der verenigingsleden die ons in de afgelopen periode ontvallen zijn te weten, de heren N. de Koomen, J. J. Zwebe, C. de Nijs, L. Koud-

staal en J. F. Stijve.

De overledenen werden met een ogenblik stilte herdacht.

Hierna werd prof. Gerritsma door de voorzitter uitgenodigd om zijn voordracht te houden over de 'Weerstand, stabiliteit en snelheid van zeiljachten'.

Ter inleiding keek de spreker nog even terug op de eerste sleeptank van de T.H. te Delft, een 30 m lange plaatstalen bak, die in 1938 gereed kwam en waarin modellen ter lengte van 4 à 5 voet werden gesleept.

In de huidige sleeptank werkt men met modellen van 8 tot 10 voet en wordt gebruik gemaakt van de modernste technieken.

Het onderzoek, waarin meerdere belanghebbenden zoals de ontwerpers samengaan, heeft zich voornamelijk gericht op de hoofdvariabelen t.w. gewichtsbesparing en -verdeling over de lengte en de breedte/holte- en breedte/lengte verhoudingen.

Niet zonder reden vermeldde de spreker dat de kosten van een volledige sleepproef konden oplopen tot een bedrag van f 30 000,- exclusief modelkosten.

Na onderzoek van 22 rompvormen bleek namelijk dat de uit de meetresultaten bepaalde krommen voor karakteristieke waarden als dwarskracht en geïnduceerde weerstand met nauwelijks enig verschil ook berekend en opgezet konden worden door middel van een op praktische gegevens gebaseerde en voor een ieder hanteerbare veelterm.

De aanwezige ontwerpers en jachtbezitters werden door de spreker aangemoedigd om dit rekenmodel eens op het eigen object te beproeven.

Daarna kwamen nog vele andere interessante onderwerpen aan de orde, waaronder ook de z.g. 'winglets' op de kiel van de 'AUSTRALIA', die zoveel stof hebben doen opwaaien in de kringen der zeezeilers.

De daaraan ten gronde liggende wetenschappelijke kennis werd voor dit brede publiek in nuchtere en begrijpelijke taal gebracht. Na de pauze behandelde de

spreker nog de specifieke aspecten van het gedrag in zeegang en besloot hiermede zijn voordracht.

De voorzitter dankte prof. Gerritsma voor zijn heldere uiteenzettingen en leidde aansluitend de discussie waaraan door de heren Uitermarkt, Vredenburg, Arnias, Van Dyke, Veldkamp, Seignette en Damen werd deelgenomen.

Te 22.40 uur werd deze goed bezochte en door de toehoorders gewaardeerde voordracht besloten.

J.C.

Personalia

Hoofdbestuur Koninklijk Instituut van Ingenieurs

Met ingang van 1 april 1984 is ir. A. G.

Penning afgetreden als president van het Koninklijk Instituut van Ingenieurs te Den Haag na deze functie zeven jaren vervuld te hebben. Tot zijn opvolger is gekozen ir. W. J. Wolff.

Het Hoofdbestuur van het KIVI is per zelfde datum als volgt samengesteld:

ir. W. J. Wolff, president en voorzitter a.i. Raad voor de Hoofdgroep Maatschappij prof. ir. G. Chr. Meeuse, vice-president en voorzitter Raad voor de Hoofdgroep Wetenschap en Techniek

ir. N. G. Ketting, penningmeester

ir. J. van Gijn, voorzitter Raad voor de Hoofdgroep Opleiding

jhr. ir. R. F. P. Röell, voorzitter Raad voor de Hoofdgroep Ingenieursbelangen

ir. H. G. Klinkert, voorzitter Commissie

Publikatiebeleid

ir. B. J. Aris, commissaris voor Afdelingszaken.

Bestuur Sectie voor Scheepstechniek van het KIVI

Op de ledenvergadering van 20 maart jl. is ir. F. V. A. Pangalila afgetreden, onder dankzegging voor de vele, sinds 1979, verrichte werkzaamheden, eerst als secretaris/penningmeester en later als penningmeester. Als penningmeester is benoemd ir. W. A. T. Bik en als nieuw bestuurslid de heer J. L. Gelling, voorzitter van 'William Froude'.

NIEUWSBERICHTEN

Agenda

DnV seminar on fuel quality and fuel treatment

On May 22nd, a short seminar will be organized by Det norske Veritas, dealing with fuel quality and fuel treatment. Following topics will be highlighted by specialists from the Veritas Petroleum Services Department, which is responsible for the well-known Veritas Fuel Quality Testing Programme:

1. Implications of new refining technologies on the quality of current and future marine fuels.

2. ISO-marine fuels international standards. Development – Status – Introduction.

3. Det norske Veritas Fuel Quality Testing Programme: Practical aspects of/and experiences.

4. Testing and evaluation of components and systems for efficient treatment of fuels. The seminar will start at 13.20 hrs. and will be held at the Delta Crest Hotel, Maasboulevard, Vlaardingen.

Participation is free. Application for participation, which will be highly appreciated, to be forwarded to:

Det norske Veritas

Stationsplein 2

3112 HJ SCHIEDAM

tlf. no. 010-156644, attn.: Ir. F. E. de Nooij.

Euroship 84 Conference

The Euroship 84 Conference organized by the Institute of Marine Engineers will be held in London on 18 and 19 June 1984. The conference will provide a forum in which future maritime policy, with particular reference to Europe, can be discussed. The subjects for discussion include EEC policy; shipping trends; shipbuilding with the accent on the design of safe, economic vessels; and port design. European mari-

time interest will present their views on Western European strategies towards becoming competitive in the world market.

This International Conference will be of special interest to companies and individuals who wish to participate in an event at which European shipping policies for the 1980s and 1990s will be formulated. Thirteen papers will be presented. Further Details may be obtained from Mr H. D. Williams, The Institute of Marine Engineers, 76 Mark Lane, London EC3R 7JN.

Nieuwe opdrachten

Vlaardingen Oost Bedrijven b.v.

Vlaardingen Oost Shiprepairyard heeft van scheepvaartmij. Pollux b.v. opdracht ontvangen om de bitumentanker *Stella Pollux* met 26 meter te verlengen tot 93 meter. Deze verlenging is mogelijk geworden als gevolg van de nieuwe metingsvoorschriften welke gelden voor de zogenaamde kleine handelsvaart.

Het schip wordt de eerste week van juni 1984 aan de werf verwacht om binnen 5 weken verlengd en weer vaarklaar gemaakt te worden.

De *Stella Pollux* is een tankschip speciaal ingericht voor het vervoer van stoffen, welke bij temperaturen tot 185 graden Celsius vervoerd dienen te worden. Door de verlenging wordt het draagvermogen vergroot van 2000 ton tot 3700 ton. Ook wordt één van de aanwezige verwarmingsketels vervangen door een grotere. Het schip zal tevens worden voorzien van een groter roer en een ruimte voor een radiotelefonie-installatie.

Conoship BV.

Wagenborg Passagiersdiensten B.V. te Delfzijl heeft aan Conoship B.V. te Groningen opdracht verleend tot de bouw van

twee identieke veerscheepen voor de dienst Ameland-Holwerd.

De schepen zullen worden gebouwd door een werkcombinatie van scheepswerf Hoogezand B.V. te Hoogezand en scheepswerf Niestern Sander B.V. te Delfzijl. Oplevering van de schepen zal plaatsvinden in maart 1985 en mei 1985.

De waarde van deze opdracht is ca. 18 miljoen gulden, hetgeen ongeveer 100.000 manuren voor genoemde werkcombinatie betekent.

De schepen zijn ontworpen voor het vervoer van voertuigen volgens het roll on-roll off systeem, hetgeen tevens wijziging van de walinstallaties met zich meebrengt.

De hoofdafmetingen zullen zijn: lengte over alles: 58 meter, breedte over alles: 13.80 meter en holte (tot autodek): 5,45 meter.

Bij een diepgang van 1,40 meter is het draagvermogen ca.: 210 ton.

De passagierscapaciteit zal ca. 1000 passagiers bedragen, terwijl de autocapaciteit ca. 40 personenauto-equivalenten zal bedragen.

De voortstuwing zal geschieden door twee hoofdmotoren van 816 pk elk. Ter verhoging van de manoeuvreerbaarheid zullen twee boegschroeven van 475 pk elk worden geïnstalleerd.

Verder worden de schepen uitgerust met de modernste navigatiemiddelen, terwijl zeer hoge eisen zijn gesteld aan milieutechnische aspecten i.v.m. het vaargebied.

Aan de passagiersaccommodatie zal bijzondere zorg worden besteed teneinde een comfortabele overtocht te garanderen aan de Amelandse bevolking en hun gasten.

De schepen worden gebouwd onder klasse Bureau Veritas en onder toezicht van de Nederlandse Scheepvaartinspectie.

IHC Holland

Van 'Dredging and Contracting Rotterdam' B.V., een Nederlandse dochteronderneming van 'N.V. Ondernemingen Jan de Nul' te Aalst, België, ontving IHC Holland opdracht voor de bouw van een zeer grote zelfvarende cutterzuiger.

Het zal de tot nu toe sterkste cutterzuiger ter wereld zijn met een totaal geïnstalleerd dieselveermogen van ± 27.000 pk en een cuttervermogen van 6.000 pk.

De hoofdafmetingen worden:

- Lengte over dek..... 111,50 m
- Breedte..... 22,40 m
- Holte..... 8,15 m

Het schip moet eind september 1985 worden opgeleverd.

Tewaterlatingen

Nedlloyd 'Van Diemen'

Op 7 april j.l. vond bij Van der Giessen-de Noord de tewaterlating plaats van het laatste van een serie van drie containerschepen welke aldaar voor Nedlloyd Lijnen b.v. te Rotterdam worden gebouwd. De dooplechtigheid werd verricht door Mrs. I. I. Graham, echtgenote van de chairman van de New Zealand Dairy Board.

Hoofdgegevens

Lengte over alles	182,75 m
Lengte tussen de loodlijnen	174,00 m
Breedte	30,50 m
Holte tot bovendek	16,20 m
Ontwerpdiepgang	10,00 m
Deadweight bij ontwerpdiepgang	ca. 23.700 ton

Aantal containers: totaal 1414, waarvan 146 koelcontainers. Accommodatie voor totaal 40 personen. Motorvermogen 12.900 kW – 17.500 BHP/94 r.p.m. type Sulzer 5RLB90. Dienstsnelheid bij een diepgang van 10,00 m en een vermogen van 14,875 BHP (85% MCR) ca. 18,0 knoop. Bruto register tonnage ca. 24.500. Classificatie: Bureau Veritas I 3/3 E † Containership, Deepsea; Nederlandse Scheepvaartinspectie; SOLAS en IMCO.

Volvox Delta

Op 16 april 1984 werd bij IHC Smit te Kinderdijk de sleehopperzuiger 'Volvox Delta' te water gelaten. De zuiger wordt gebouwd in opdracht van Dredging V02 te Odijk. De dooplechtigheid werd verricht door mevrouw K. van Oord-Damminga, echtgenote van de heer J. van Oord, lid van de Raad van Bestuur van de Van Oord Groep N.V.

Technische gegevens:

Lengte, over alles	117,00 m
Lengte, tussen loodlijnen	110,20 m
Breedte	21,70 m
Holte	9,10 m
Laadruiminhoud	8000 m ³

Laadvermogen	10915 ton
Diameter zuigbuizen	1000 mm
Max. baggerdiepte	37,50 m
Baggerpompvermogen (elektr.)	2 x 1835 kW (2500 pk)
Voortstuwingsvermogen	2 x 5070 kW (6900 pk)
Totaal vermogen	11042 kW (15024 pk)
Accommodatie voor	45 personen
Vaarsnelheid	15,1 knopen

Het schip is uitgerust met twee in straalbuizen geplaatste verstelbare schroeven die elk worden aangedreven door een dieselmotor van 5070 kW (6900 pk). Ter verhoging van de manoeuvreerbaarheid zijn in het voorschip twee dwarschroeven geplaatst, aangedreven door elektromotoren. De baggerpompen staan in het voorschip; deze worden eveneens aangedreven door elektromotoren.

De 'Volvox Delta' wordt gebouwd volgens de reglementen en onder toezicht van Bureau Veritas en overeenkomstig de regels van de Nederlandse Scheepsvaartinspectie. De oplevering van de 'Volvox Delta' is voorzien in juli van dit jaar.

Verkochte schepen

Door bemiddeling van Supervision Shipping & Trading Company te Rotterdam werden de volgende schepen verkocht:

Eemsborg

Het motorvrachtschip 'Eemsborg', eigendom van Wagenborg Scheepvaart B.V. te Delfzijl, werd verkocht aan Linde Lloyd Zeeschepen VI B.V. te Ursem. Het schip, gebouwd in 1976 te Capelle a/d IJssel meet 4.978 tons d.w. en is uitgerust met 2 NOHAB hoofdmotoren van 1.600 P.K. elk, waarmee een snelheid behaald kan worden van 12 mijl.

De overdracht heeft inmiddels te Harlingen plaatsgevonden en het schip is herdoopt in 'EOS' met thuishaven Delfzijl.

Berkborg

Het motorvrachtschip 'Berkborg', eigendom van Linde Lloyd Zeeschepen B.V. te Ursum werd verkocht aan de Italiaanse rederij Sagamar SRL te Napels. Het schip, gebouwd in Polen in 1968 meet 2.317 tons d.w. en is uitgerust met een M.A.K. hoofdmotor van 1.600 P.K., waarmee een snelheid behaald kan worden van 12 mijl. Het is inmiddels in Rotterdam overgedragen en krijgt de nieuwe naam 'CHIARETTA' met thuishaven Napels.

Witte Zee

De motorsleepboot 'Witte zee', eigendom van Smit Internationale werd verkocht voor sloop naar Pakistan. Het schip, gebouwd in 1966 door IHC Smit te Kinderdijk, heeft een vermogen van 9.000 I.H.P.

De overdracht heeft inmiddels te Karachi plaatsgevonden.

PROEFTOCHTEN

Bornrif

Op 5 april 1984 heeft met goed gevolg proefgevaaren het motorschip 'Bornrif', bouwnummer 234 van Scheepswerf Ferus Smit B.V. te Foxhol, bestemd voor de Heer H. Schurink te Rotterdam.

Hoofdafmetingen zijn: lengte 74,90 m., breedte 9,95 m en holte 4,20 m.

In dit schip zijn geïnstalleerd: 1 Caterpillar hoofdmotor, type 3512 DI-TA met een vermogen van 1055 pk bij 1600 omw/min, 1 Valmet hulpmotor, type 411 met een vermogen van 59 pk bij 1500 omw/min, 1 Valmet hulpmotor, type 311 met een vermogen van 39½ pk bij 1500 omw/min en 1 Valmet hulpmotor, type 310 met een vermogen van 27 pk bij 1500 omw/min.

Het schip werd gebouwd onder toezicht van Bureau Veritas voor de klasse: I 3/3 E † Cargoship, Deep Sea.

Hr. Ms. 'Harlingen'

Na een geslaagde proeftochtperiode vond op 12 april j.l. te Harlingen de overdracht plaats van het mijnenbestrijdingsvaartuig 'Harlingen', dat door Van der Giessen-de Noord Marinebouw b.v. te Albiasserdam werd gebouwd voor de Koninklijke Marine. Hr. Ms. 'Harlingen' is het vijfde schip van een serie van 15 glasvezelversterkte polyester mijnenbestrijdingsvaartuigen van de Alkmaar klasse.

De kiel van dit schip werd gelegd in november 1981, de doop vond plaats op 9 juli 1983.

Diversen

Hefrecord

Offshore-maatschappij Heerema claimt een nieuw hefrecord. Met de enkele kraan van het kraanschip 'Balder' werd bijna 4000 ton gehesen tijdens proeven op de Noordzee en dat werd volgens Heerema nog nooit eerder vertoond. Het testen vond plaats onder toezicht van medewerkers van Lloyd's Register of Shipping en het Noorse ministerie van maritieme zaken. De afgelopen winter werd de 'Balder' in het Calandkanaal in Rotterdam verbouwd. Het hefvermogen van de twee kranen werd daarbij sterk vergroot. De 'kleinere' kraan, die eerst 1800 ton kon heffen, is nu goed voor bijna 3000 ton. De record-kraan kon voor de verbouwing ruim 2700 ton heffen. De 'Balder' kan zijn sterke staaltjes deze zomer voor het eerst goed in de praktijk brengen bij het plaatsen van een 5000 ton zwaar dek voor Conoco in het Nederlandse Koter veld.

DS.3-4-'84