

De in de samendrukkingsformule van Terzaghi (formule 7-6) in te voeren samendrukkingsconstanten C en ontlastingsconstanten A kunnen uit de conuswaarden q_c door middel van de formules (7-7), (7-8), (7-9) worden afgeleid.

Voor belastingen $q_b \leq q_{b,r}^{\text{conv}}/3$ wordt een lineair verband tussen de zetting aan de basis s_b en q_b aangenomen. Voor belastingen $q_b > q_{b,r}^{\text{conv}}/3$ wordt een vloeiende curve getekend, rakend aan de rechte en aan de waarde $s_{b,r} = 0,10 D_e$. De in het punt $q_{b,r}^{\text{conv}}$.

Om de beweging van de paalkop te bepalen dient aan de beweging van de basis de elastische vervorming van de paal te worden toegevoegd.

Op de figuur 7-6 en 7-7 zijn ter vergelijking de voorspelde en de werkelijk opgemeten lastzakingsdiagrammen van de statisch proefbelaste palen van Kallo aangegeven. De figuur 7-10 en 7-12 hebben betrekking op de proefpalen van Merville.

In een speciaal hoofdstuk wordt een vergelijkende studiegemaakt over de wijzen, waarop in verschillende Europese landen uit proefondervindelijke gegevens, de toelaatbare belasting op een paal wordt bepaald.

In België en Luxemburg wordt vaak op de resultaten van CPT proeven gesteund. Naast de methode SECO met totale veiligheidscoëfficiënten (formule 8-1) ook een methode met deelcoëfficiënten die rekening houden met de dispersie van de meetresultaten van de ene verticale tot de andere voorgesteld (formule 8-4 en 8-5).

In Frankrijk wordt vaak op de resultaten van pressiometerproeven gesteund. Uit deze proeven wordt vooreerst de conventionele breukweerstand afgeleid. (in het Frans: charge limite). Vanuit deze conventionele breukweerstand wordt het grensdragvermogen Q_c (in het Frans: charge de fluage) door middel van de formule (8-8) afgeleid.

Op dit grensdragvermogen wordt door middel van de formule (8-9) de toelaatbare belasting afgeleid. Opmerking verdient dat de aldus verkregen waarde, dient te worden vergeleken niet met de werkelijke belastingen, doch met rekenwaarden die worden verkregen door de werkelijke belastingen met bepaalde vermeerderingsfactoren te vermenigvuligen.

Wat Duitsland betreft wordt ter bepaling van de begrippen grensdragvermogen (Grenzlast) en toegelaten belasting vooralsnog naar de norm D.I.N. 1054 en D.I.N. 4026 verwezen. De Duitse normen steunen

voornamelijk op de gegevens van statische proefbelastingen.

Hetzelfde geldt voor de gebruikelijke werkwijze in Engeland.

Voor de aanwending van de dynamische gegevens verkregen met de CAPWAP methode, en met de na calibrering toegepaste Case methode, werd een veiligheidscoëfficiënt $FS = 1,75$ ingevoerd.

De waarden verkregen met deze verschillende werkwijzen zijn in de tabel 8-3 verzameld.

In een laatste hoofdstuk wordt aandacht besteed aan de vraag op welke wijze men voor een gegeven samenstelling van de ondergrond een maximum nuttig draagvermogen van een stalen liggerpaal voor een gegeven uitgave kan verkrijgen.

Uit de vergelijkende studie blijkt dat in vaste zandlagen de aanwending van een versterkingsplaat met opstaande wand, en gelegen op een oordeelkundig gekozen niveau boven het onderuiteinde van het stalen profiel, de meest economische oplossing biedt.

Op de figuur 4-1 is bijvoorbeeld voor de paal KP3 aangegeven hoe de conventionele breukweerstand van de grond varieert in functie van de diepte van de plaatversterking en haar ligging t.o.v. de paalbasis.

In kleilagen dient men integendeel vleugelversterkingen met een voldoende groot ontwikkeld wrijvingsoppervlak aan te wenden.

De sterkte van het aan te wenden profiel dient vanzelfsprekend aan de waarde van het verlangde draagvermogen te worden aangepast.

Door middel van injecties onder hoge druk omheen het in de grond geheide profiel kan het draagvermogen in belangrijke mate worden vermeerderd. De injectiekosten vertegenwoordigen een niet onbelangrijk gedeelte van de totale uitgave. De injectie dient bovendien door een terzake bevoegde firma met ervaring te worden uitgevoerd. Enkel statische proefbelastingen na de uitgevoerde injectie kunnen uitkomst geven.

Bij geïnjecteerde palen zijn dus vele andere factoren in de rendabiliteitsstudie in te voeren die een vergelijking met niet geïnjecteerde stalen liggerpalen komen bemoeilijken.

De resultaten van de rendabiliteitsstudies zijn voor de palen van Kallo in de tabel 9-1 en voor deze van Merville in de tabel 9-2 verzameld.

SCHEEPSMODELLEN VOOR SCHEEPSMANEUVREERSIMULATIE

door

ir. E. LAFORCE

Eerstaanwendend ingenieur van bruggen en wegen,
hoofd afdeling Scheepsmanoeuvresimulatie
op het Waterbouwkundig Laboratorium
te Borgerhout-Antwerpen

en

dr. ir. M. VANTORRE

Aangesteld Navorsers N.F.W.O.,
Dienst voor Scheepsbouwkunde,
Rijksuniversiteit Gent

INLEIDING

Het belangrijkste aspect van het ontwerp van een haven of vaarweg is de toegankelijkheid voor de scheepvaart.

In het verleden werd hiervoor meestal volledig gesteund op het oordeel van ervaren nautici die zich aan de hand van bezoek ter plaatse, onderzoek van plans, van de stroming en de wind een beeld van de nieuwe situatie hadden gevormd.

De nauticus vergeleek daarbij het ruimtebeslag nodig voor de manoeuvres van het ontwerpschip met de ruimte die daarvoor in de ontworpen haven beschikbaar was. Hiervoor werd een kartonnen schaalmodel van het schip in de verschillende posities tijdens het manoeuvreren op een plan van de haven geplaatst.

De kennis van de ruimte nodig voor het manoeuvreren met het schip was meestal gebaseerd op ervaring, vuistregels, proefvaarten bij de oplevering van schepen en soms op schaalproeven met schepen.

Na de tweede wereldoorlog, met de opkomst van de nucleaire duikboten, was een belangrijke inspanning gedaan om het gedrag van schepen te vatten in wiskundige formules. Ook de problematische koersstabiliteit bij de zeer grote en brede tankers in de zestiger jaren heeft de scheepsbouwkundigen er toe aangezet hiervoor theoretisch en experimenteel onderzoek uit te voeren.

Hieruit ontstonden verschillende vormen van wiskundige modellen van het scheepsgedrag, het ene wat meer theoretisch wiskundig (Taylorreeksen), het andere meer op een fysische beschrijving van de krachtenwerkingen gebaseerd.

Een gevolg daarvan was de mogelijkheid het gedrag van een schip te berekenen. Met de opkomst van de digitale computer werden in de zeventiger jaren de eerste interactieve scheepssimulators in reële tijd gebouwd.

De allereerste simulators werden gebouwd voor training op volle zee, waarbij het schip vaart op kruissnelheid. De eerste wiskundige modellen (Abkowitz, Nomoto) waren ook enkel daarvoor geschikt.

In een later stadium werden simulators gebouwd of gebruikt voor het testen van naderingsmanoeuvres, het kruisen en inhalen in kanalen (Suez- en Panama-kanaal) en het afmeren.

In de laatste 15 jaar werden in opdracht van het Bestuur der Waterwegen simulatorproeven uitgevoerd bij het ontwerpen van de bochtafsnijding op de Schelde bij Bath, de nieuwe voorhaven van Zeebrugge, de toegang tot de Kallosluis, het invaren van de Westsluis te Terneuzen, het zwaaien van containerschepen voor de containerkade bezuiden de Berendrechtsluis en de verbreding van het kanaaldok B2-B3 tegenover de Berendrechtsluis. Al deze studies werden op buitenlandse scheepssimulators uitgevoerd.

In de loop van 1986-1987 werd door de eerste auteur een marktonderzoek verricht naar de be-

hoefte aan zulke studies die er binnen het Bestuur der Waterwegen bestond. Uit deze rondvraag bleek er een duidelijke vraag om binnen het eigen departement over deze mogelijkheden te beschikken, zowel ten behoeve van de zeevaart als ten behoeve van de binnenvaart. Ook havenbesturen en loodsdiens ten betuigden hun belangstelling.

Daarom werd bij de betrokken nautische kringen dieper ingegaan op de mogelijkheden die een eigen simulator moest bieden. Hiervoor werd een enquête gehouden, waarmee rekening werd gehouden bij het opmaken van het bestek. Tenslotte werden mogelijke leveranciers gezocht op de internationale markt. Uiteindelijk werden na een voorselectie zes potentiële kandidaten weerhouden. Einde 1987 werd het voorstel van het Waterloorkundig Laboratorium Delft (NL) door een ad-hoc samengestelde commissie van technici en nautici weerhouden als meest gepaste bod. Na enkele vertraging in de financiering van dit project werd begin 1988 de bestelling geplaatst.

Zodoende beschikt het Waterbouwkundig Laboratorium te Borgerhout sinds begin 1989 over een scheepsmanoeuvresimulator. De plechtige inhuldiging vond plaats in juni 1989.

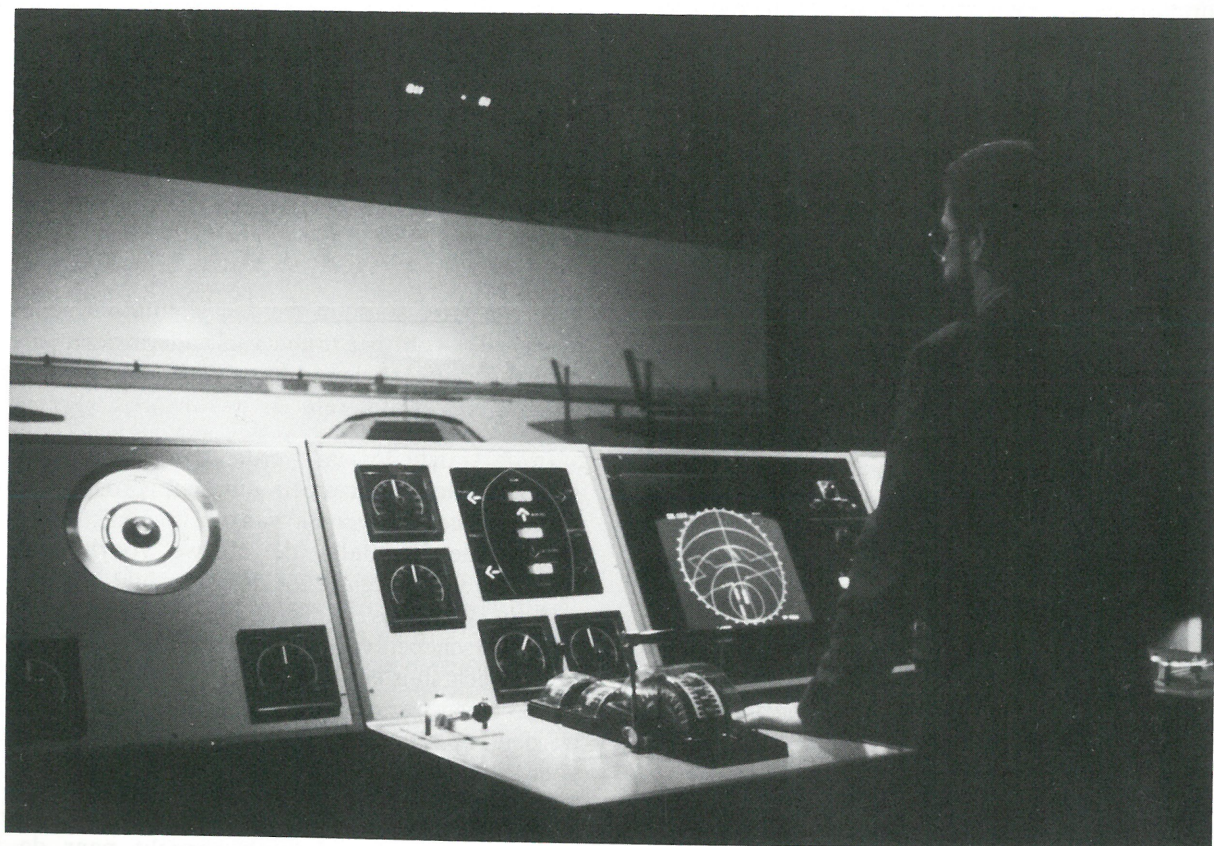


Fig. 1. — De scheepsmanoeuvresimulator.

Het Laboratorium zal in de nabije toekomst ook beschikken over een sleeptank, zodat het wiskundig modelleren van nieuwe schepen en krachtenwerkingen kan steunen op de noodzakelijke experimentele gegevens. Het feit dat men voor de nautische studies kan beschikken over zulke sleeptank verhoogt in belangrijke mate de kwaliteit van de simulaties.

In onderhavig artikel zal in een eerste deel een beschrijving van de simulator worden gegeven, waarbij ingegaan wordt op het wiskundig model van het schip. In een tweede deel wordt uiteengezet met welke experimentele technieken een scheepsmodel wordt afgeleid.

1. BESCHRIJVING VAN DE SCHEPSMANOEUVREERSIMULATOR

Een scheepsmanoeuvresimulator is een onderzoeks- en opleidingsinstrument voor het beproeven van scheepsmanoeuvres, het ontwerp van vaarwegen en het oefenen van vaarprocedures.

De simulator omvat een nagebootste scheepsbrug, van waarop de nauticus het schip bestuurt (fig. 1). Op de instrumenten, de radar en het buitenbeeld ziet hij hoe het schip zich gedraagt.

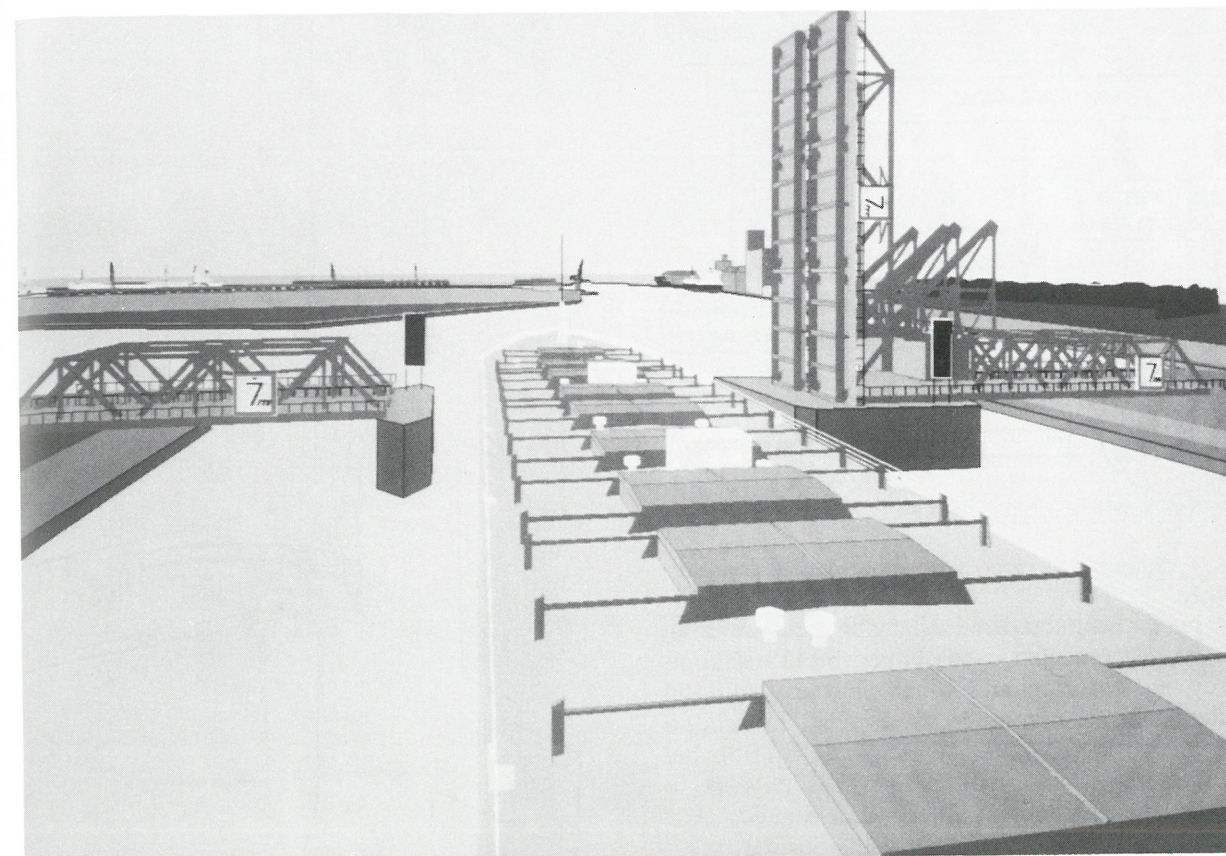


Fig. 2. — Voorbeeld buitenbeeld. Doorvaart door de Noordkasteelbruggen in de haven van Antwerpen.

Het buitenbeeld is een perspectiefzicht van de omgeving van het schip, zoals de schipper die ziet van op de scheepsbrug (fig. 2). Dit perspectiefbeeld wordt met een grafische computer gemaakt.

1.1. Gebruik

De simulator wordt ingezet voor:

- het ontwerp van waterbouwkundige werken
 - toegangseulen, havenmonden, zwaai- en ankergebieden
 - sluizen, sluistoegangen
 - kanalen, zwaaikommen, insteekdokken
 - doorgangen tussen brughoofden
- het ontwerp of testen van nautische procedures en hulpmiddelen
 - plaats vuurtoren, boeien
 - gebruik plaatsbepaling- of naderingsystemen
 - uittesten en verbeteren vaarprocedures, gebruik van sleepboten
 - reconstructie van werkelijk gevaren trajecten
- bepalen van de grenzen voor veilig verkeer in functie van de omgevingscondities
 - maximum maten van het schip dat nog veilig op een bestaande waterweg kan

- maximum toelaatbare wind, stroming of golfhoogte voor de veilige invaart in een havenmond of sluis, of voor het veilig afmeren of zwaaien van een gegeven schip
- bepalen van veilige afstanden tussen schepen bij kruisen en oplopen

- training
 - opleiding van stuurliu
 - oefenen van specifieke manoeuvres

1.2. Werkingsprincipe (fig. 3)

De bevelen van de schipper (roer, telegraaf) worden via bedieningsorganen ingevoerd. Voor het uitvoeren van de manoeuvres staan er ook 4 sleepboten ter beschikking, gestuurd via een aparte bedieningskast.

De bedieningsorganen op de scheepsbrug, die door de nauticus bediend worden, zenden elektrische signalen naar de hoofdcomputer, waarin de krachtenwerking op het schip wordt berekend aan de hand van een wiskundig model van schip en omgeving, waaruit op hun beurt de versnelling, de snelheid en de nieuwe positie van het schip volgen.

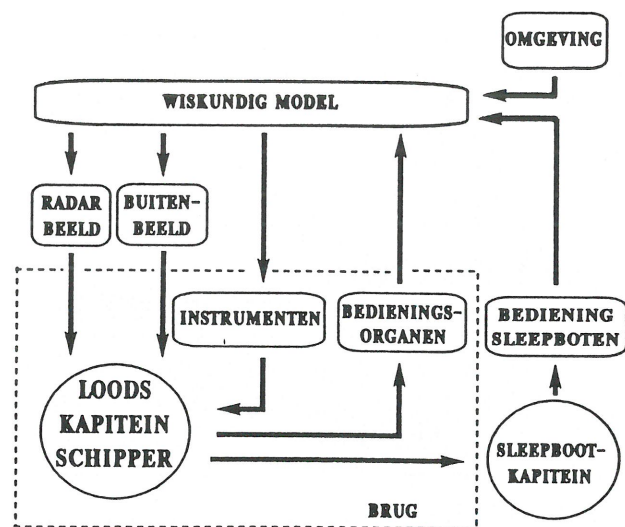


Fig. 3. — Schematische voorstelling werkingsprincipe simulator.

De hoofdcomputer zendt signalen naar de brug zodat de instrumenten, zoals bijvoorbeeld het kompas, de juiste meterstand tonen. Verder zendt hij signalen naar de computer waarop het radarbeeld berekend wordt, en naar de computer waarop het buitenbeeld berekend wordt. Dit alles gebeurt in reële tijd, dus net zo snel als in werkelijkheid.

Het buitenbeeld, de instrumenten en het radarbeeld worden zodoende steeds weer aangepast, zodat bij de nauticus de illusie wordt gewekt dat hij werkelijk een schip bestuurt. De informatie die hierdoor aan de nauticus verstrekt wordt, moet zo goed mogelijk de werkelijkheid benaderen. Afgaande op die informatie immers zal hij de reactie van het schip waarnemen en bevelen geven voor de besturing van het schip.

Bij het varen is het menselijk aspect uiterst belangrijk, en het bijzondere van een simulator is het feit dat de mens het enige element is dat niet geschematiseerd is. Men moet immers rekening houden met de ervaring van de nauticus, maar ook met het variabel, niet steeds voorspelbaar gedrag van de mens aan het roer, die reageert op schip en omgeving.

De omgeving omvat vooreerst de waterdiepte en de stroomsnelheid en stroomrichting, gegeven in een hiërarchisch rooster, dat tot 10.000 punten kan bevatten.

Verder omvat de omgeving windsnelheid en windrichting, golfhoogte en golfrichting, waterpeil ingevolge het getij en de ligging van de oevers. Al deze gegevens worden onder vorm van tabellen in de

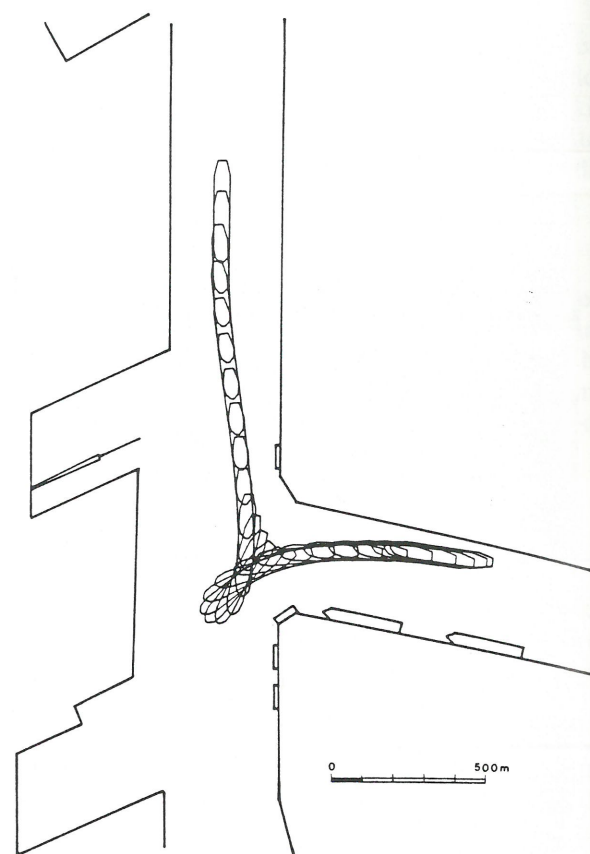


Fig. 4. — Registratie van de vaarbaan.

hoofdcomputer opgeslagen en worden gebruikt om de externe krachten op het schip te berekenen.

Het wiskundig model van de simulator beschikt thans over krachtenmodules voor het uniforme stroming, vlagerige wind en golfdrift, oeverzuiging, sleepbootassistentie, hydrodynamische krachten op scheepsrump en roer, invloed van ondiep water, dieselmotors of stroomturbines, boegschroef en hekschroef.

Tijdens de vaart wordt de baan van het schip uitgetekend (fig. 4) voor discussie met de loods. Voor de statistische analyse van de uitgevoerde manoeuvres en de vaarbaanbreedte (fig. 5) worden tot 40 signalen opgeslagen.

1.3. Beschrijving van de scheepsbrug (fig. 6)

De scheepsbrug kan gebruikt worden als zeevaartbrug en als binnenvaartbrug. Sommige binnenscheepen hebben boegroeren en flankingsroeren, maar geen boegschroeven of hekschroeven, en ook geen gyrokompass. De brug kan van een zeevaartbrug naar een binnenvaartbrug omgebouwd worden, door

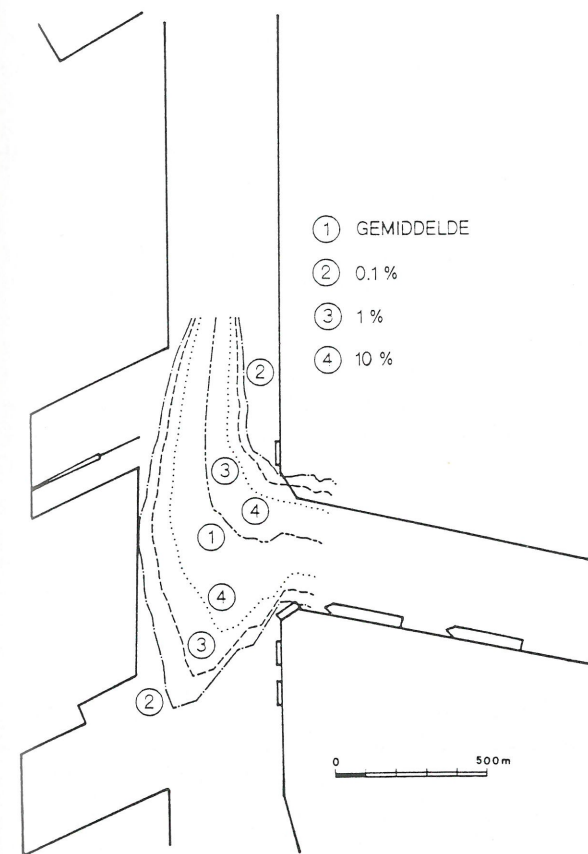


Fig. 5. — Statistische verwerking. Geëxtrapoleerde vaarbaanbreedte.

het verwijderen van een console en het bijplaatsen van de nodige handels.

1.3.1. De instrumenten

Bij het varen beschikt de nauticus over volgende instrumenten:

- gyro-kompas (enkel op zeevaartbrug);
- giernsnelheidsmeter (rate of turn);
- doppler-log, waarmee de voorwaartse snelheid van het schip over de grond gemeten wordt; tevens worden de snelheid van verzetten (dwars-snelheid) bij de boeg en bij het achterschip getoond;
- een gewone log, die de snelheid door het water toont;
- meter met de waterdiepte onder de kiel;
- meter met de relatieve windsnelheid en windrichting;
- roerstandmeter;
- toerental meters voor bakboordschroef en stuurboordschroef, boegschroef en hekschroef;
- aanwijzer met de stand van het boegroer, en de stand van de flankingsroeren bij binnenvaart;
- uurwerk.

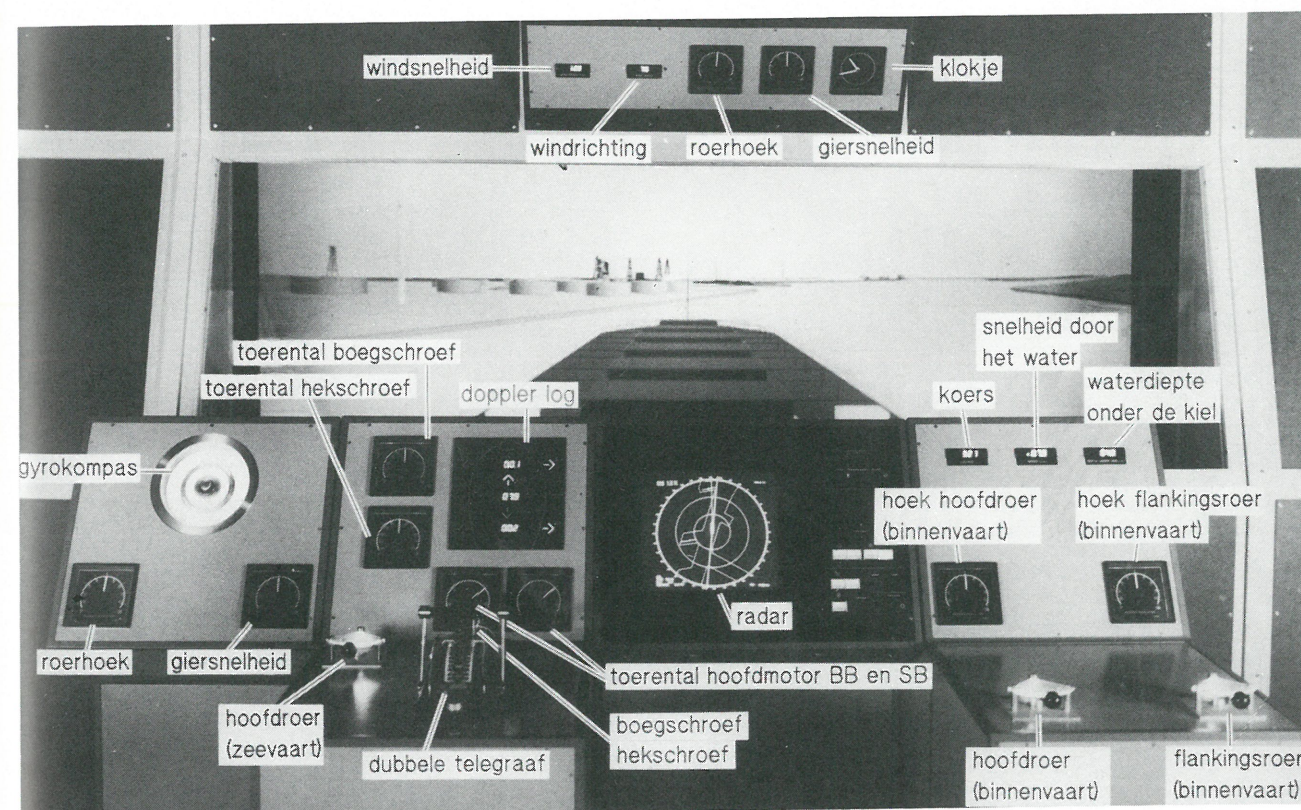


Fig. 6. — Inrichting van de scheepsbrug.

1.3.2. Bedieningsorganen

Voor de besturing beschikt de nauticus over de volgende bedieningsorganen:

- bedieningshandel roer;
- dubbele telegraaf (twee schroeven);
- telegraaf boegschroef;
- telegraaf hekschroef;
- en voor binnenschepen:
- bediening boegroer;
- bediening hoofd- en flankingsroeren.

1.4. Radarbeeld (fig. 7)

Het radarbeeld is een synthetisch radarbeeld, opgebouwd op een computerbeeldscherm (kleurenmonitor), naar analogie met de moderne raster-scan radars.

Men beschikt hierbij over volgende instellingen:

- „North-up” of „Head-up”, dit is de keuze tussen de voorstelling met het noorden bovenaan het scherm, of een voorstelling waarbij de boeg van het schip steeds naar boven wijst;

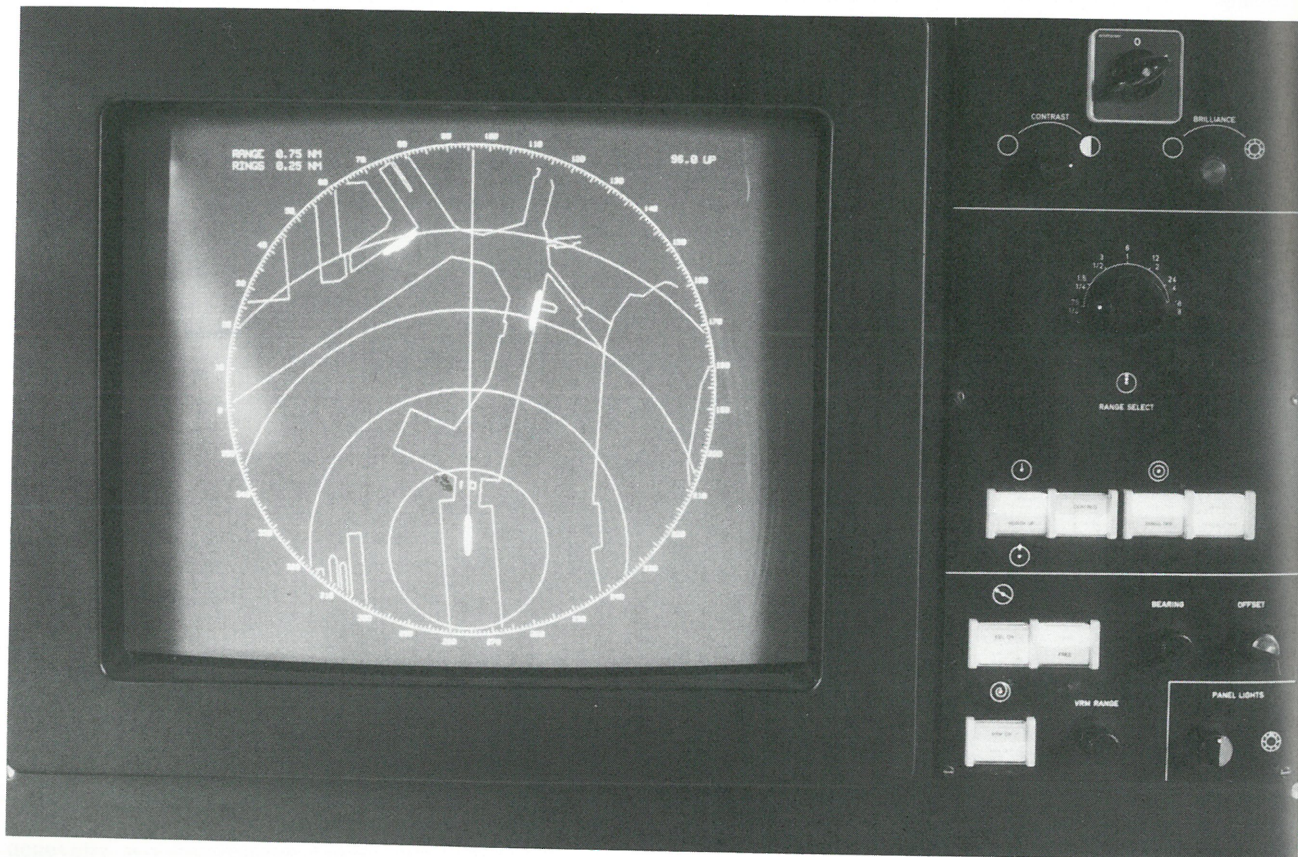


Fig. 7. — Simulatie van de scheepsradar.

- „Centred” of „Off-centre”, dit is met het schip midden in beeld of met het schip op 30 % van de onderrand van het beeld;
- instellen van het bereik van de radar. Ingesteld bereik en de afstand tussen de afstandsringen worden op het scherm getoond;
- gebruik van een „Electronic Bearing Line” (EBL). Hiermee kan men een peiling uitvoeren: een koers en een afstand kunnen afgelezen worden;
- gebruik van de „Variable Range Marker”: een afstandscirkel waarvan de straal kan ingesteld worden, en waarmee de afstand van de oever of andere schepen tot het eigen schip kan gemeten worden.

1.5. Het buitenbeeld

1.5.1. Principe

Een belangrijk kenmerk van een scheepssimulator is zijn buitenbeeld, dit is het perspectiebeeld van de omgeving van het schip, gezien vanaf de commandobrug. Voor het buitenbeeld bestaan verschillende systemen, zoals punt-licht projectie (vroeger gebruikt

bij het Marin in Wageningen), nacht-licht projectie (toegepast in Bremen en Trondheim), en videoprojectie van een opname op een schaalmodel (IZF, Soesterberg), maar meer en meer gaat men over op een CGI buitenbeeld (Computer Generated Image).

Hierbij wordt de ganse omgeving van het schip beschreven in termen van lijnen, vlakken, kleuren. Al deze onderdelen worden opgeslagen in een grafische databank. Bij de vertoning wordt deze lijst telkens weer doorzocht, en voor alle voorwerpen die binnen het gezichtsveld vallen wordt het centrale perspectief berekend. De kwaliteit van dit soort buitenbeeld hangt af van:

- de snelheid waarmee het beeld wordt opgebouwd;
- de totale zichthoek, bepaald door het aantal videoprojectors;
- de resolutie van de grafische monitors waarvan het videosignaal afgetapt wordt, en van de videoprojector.

De CGI-buitenbeelden laten toe andere scheepvaart te vertonen, dagzicht, nachtzicht, schemering en mist na te bootsen. De grootte van het oefengebied hangt enkel af van de capaciteit van de computer.

Sommige speciaal ontwikkelde en zeer dure toestellen kunnen 25 maal per seconde een videobeeld leveren. Betaalbare systemen kunnen vandaag 1 beeld per seconde tot een vijftal beelden per seconde leveren.

De evolutie op gebied van grafische computerhardware is zeer snel. Elk jaar neemt de vertoningssnelheid, het aantal kleuren dat kan vertoond worden en het aantal mogelijkheden voor de weergaven van licht, schaduw en reflecties toe.

Daarom wordt tegenwoordig deze methode voor het genereren van het buitenbeeld gekozen.

1.5.2. Buitenbeeld op de WLB-simulator

Het buitenbeeld van de simulator op het Waterbouwkundig Laboratorium is een CGI-beeld, dat door een Apollo DN590Turbo grafisch werkstation wordt opgebouwd, en met behulp van een Barco-graphics projector op een transparant scherm (2 m x 3 m) voor de brug wordt geprojecteerd.

De beeldhoek bedraagt in het totaal 60 graden, 30 graden aan iedere zijde. Om de beperktheid van deze beeldhoek te compenseren kan men vanop de

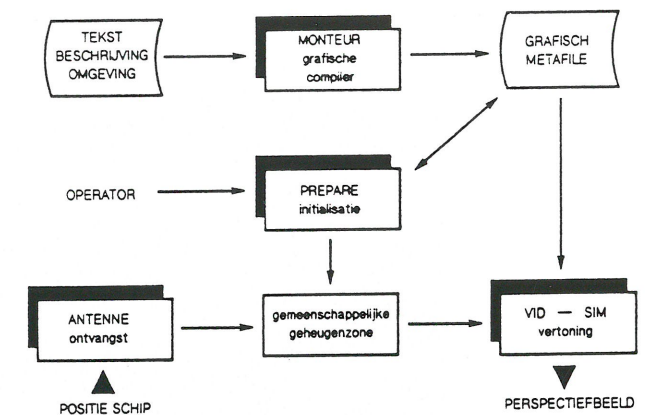


Fig. 8. — Principeschemata programma's voor buitenbeeldgeneratie.

brug met een schakelaar het normale zicht mid-scheeps vooruit veranderen in een zicht vanop de brugvleugels.

Hierdoor wordt het mogelijk de simulator te gebruiken voor het invaren van een sluis, waar de loods steeds op de brugvleugel plaats neemt. Men kan vanop die plaats ook opzij, naar achter en naar onder kijken, zodat men kan zien of een schip evenwijdig met de kade ligt.

De software voor het buitenbeeld werd op het Laboratorium zelf geschreven. Hij bestaat uit twee delen (fig. 8): een deel voor het opbouwen van het landschap, en een deel voor het vertonen.

Met de grafische compiler „MONTEUR” wordt aan de hand van een tekstbeschrijving van de te modelleren driedimensionale voorwerpen een grafisch metafile opgebouwd. Dit bestand bevat alle onderdelen van het landschap op een hiërarchische orde-

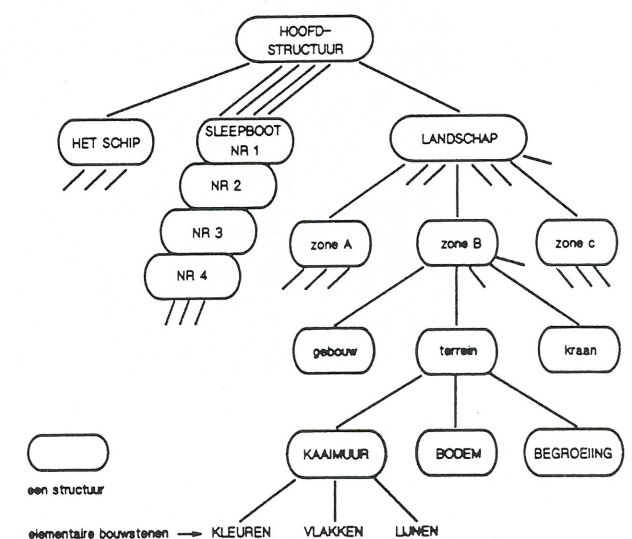


Fig. 9. — Hiërarchische opbouw van een grafisch metafile.

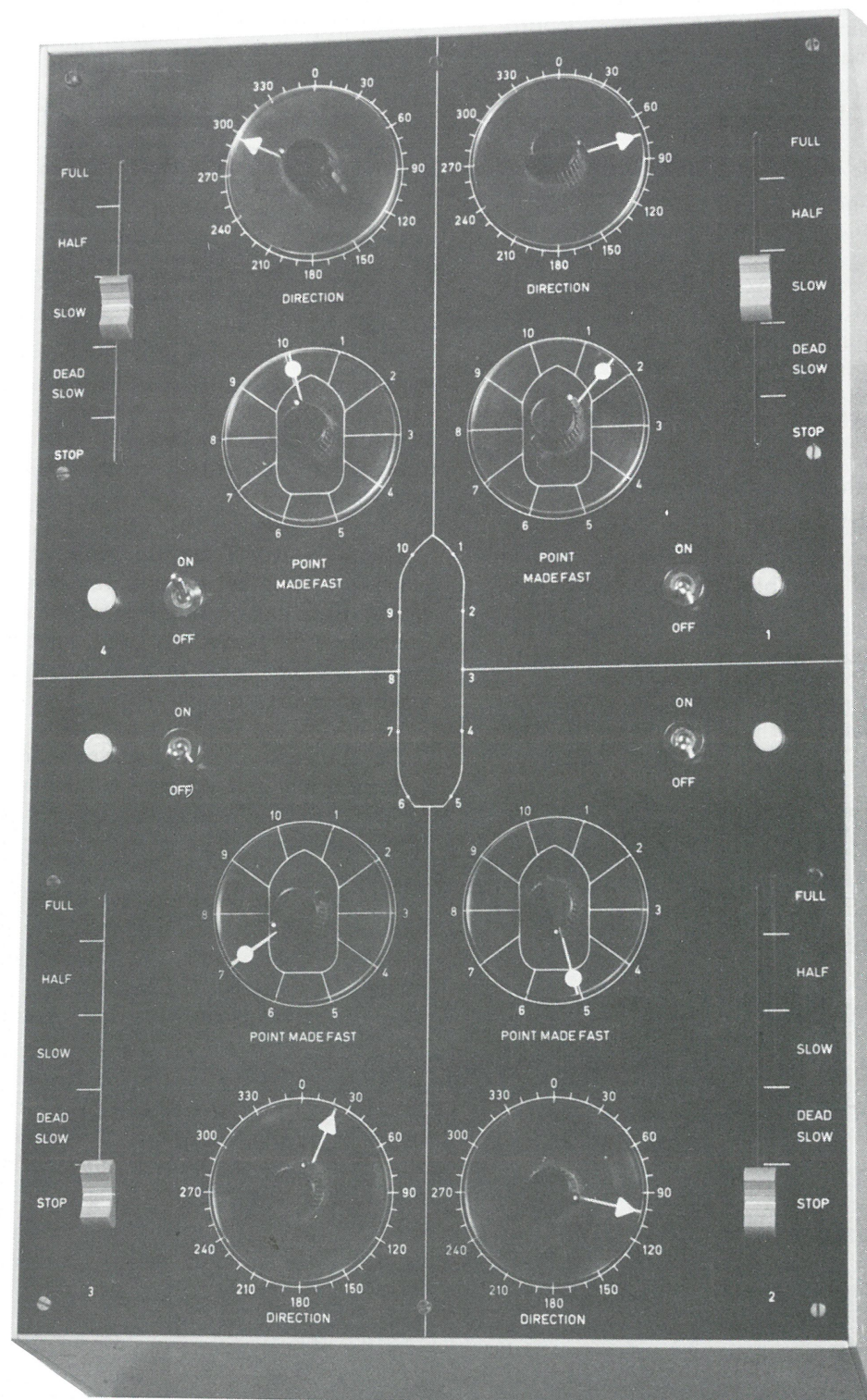


Fig. 10. — Bedieningspaneel voor sleepbootassistentie.

ning (fig. 9). Dit laat toe veel voorkomende structuren te herbruiken.

Voor de simulatie wordt het grafisch metafile geladen met het programma „PREPARE”, dat tevens een gemeenschappelijke geheugentabel initialiseert. Het programma „ANTENNE” ontvangt de informatie over positie, koers, snelheid en de posities van de 4 sleepboten, en plaatst deze na wat voorbewerking in de gemeenschappelijke geheugenzone. Daar wordt deze informatie gelezen en gebruikt door het programma „VID-SIM”, dat zo snel als maar mogelijk het metafile doorloopt om het perspectiefbeeld op te bouwen op het scherm.

Hierbij worden achtereenvolgens de grafische objecten getransformeerd, de delen die buiten het gezichtsveld liggen afgesneden langs de rand van het scherm, de lichtinval wordt berekend en daarmee de tint waarin de vlakken moeten worden gekleurd, en tenslotte worden de onzichtbare vlakken verwijderd.

1.6. Bediening van de sleepboten

De bediening van de sleepboten gebeurt via een sleepbootkast, (fig. 10) geschikt voor maximaal 3 sleepboten. Met behulp van de bedieningsknoppen kan men:

- de sleepboot aankoppelen of afkoppelen;
- het vastmaakpunt kiezen (5 posities langs iedere zijde van het schip), dit is ofwel een kluisgat voor de tros, ofwel een spant waar in de zij gedrukt kan worden;
- de trekkracht (of duwkracht) van de sleepboot regelen;
- de trekrichting van de tros of duwrichting van de sleepboot instellen.

De keuze tussen klassieke sleepboten of Voith-Schneider sleepboten wordt vooraf via de gegevens voor de sleepboten bepaald, evenals de maximum trekkracht (paaltrek), de maximum snelheid van hoekverandering en de lengte van de tros.

De krachten in de tros worden verder beperkt in functie van de snelheid van de sleepboot en de gevraagde trekrichting.

1.7. Technische steekkaart

De hardware die voor de simulator gebruikt wordt is in figuur 11 weergegeven.

De hoofdcomputer is een Hewlett-Packard A700 minicomputer die werkt onder het real-time RTE-A bestuursysteem, met een geheugen van 2 Megabyte. Hierop zijn naast twee grafische terminals een 82 Mb schijf eenheid en een 1/4 inch tape streamer aangesloten voor gegevensopslag, alsmede een plotter en een matrixdrukker. De belangrijkste periferiek is evenwel de HP3852A multiprogrammer, dit is een programmeerbare analoog-digitaal en digitaal-analoog converter, waaraan de instrumenten en controles van de commandobrug en de sleepbootkast aangesloten zijn. Het toestel laat de invoer van 40 signalen toe en er kunnen 16 signalen uitgezonden worden.

Via een seriële lijn wordt van de hoofdcomputer de positie van het schip en bijhorende gegevens doorgezonden naar een HP 9000 model 319C werkstation, dat onder Unix draait. Het werkstation is uitgerust met een 82 Mb schijfgeheugen, en een grafische kleurenmonitor, waarop het radarbeeld gemaakt wordt. De stand van de bedieningsknoppen van de radar wordt ingelezen via een HP3421A multiprogrammer. Parallel aan de monitor is een tweede monitor aangesloten, die in de scheepsbrug is ingebouwd.

Op dezelfde wijze wordt de scheepspositie doorgegeven aan een Apollo DN590 Turbo werkstation met 8 Mb geheugen, een kleurenmonitor met een resolutie van 1280×1024 pixels, een 130 Mb schijfgeheugen en een kwart inch tape streamer. Op dit werkstation wordt het buitenbeeld berekend. Parallel aan de monitor is een Barcographics 400 videoprojector met hoge resolutie aangesloten, die het buitenbeeld op een transparant scherm dat achter de brug geplaatst is projecteert.

Alle software is in Fortran 77 geschreven, met uitzondering van software voor de radar, die in C werd geprogrammeerd.

2. WISKUNDIG MODEL VAN DE KRACHTENWERKING OP HET SCHIP

2.1. De vergelijkingen: principe

In een vast coördinatenstelsel ($x_0 O y_0$) kan het krachtenevenwicht met behulp van de tweede wet van Newton geschreven worden voor de zes vrijheidsgraden van het schip (fig. 12). Bij de simulaties worden dompen, stampen en slingeren buiten beschouwing gelaten. In feite zijn deze eerste twee bewegingen impliciet wel aanwezig, omdat bij het meten van de krachten in de sleeptank de verticale

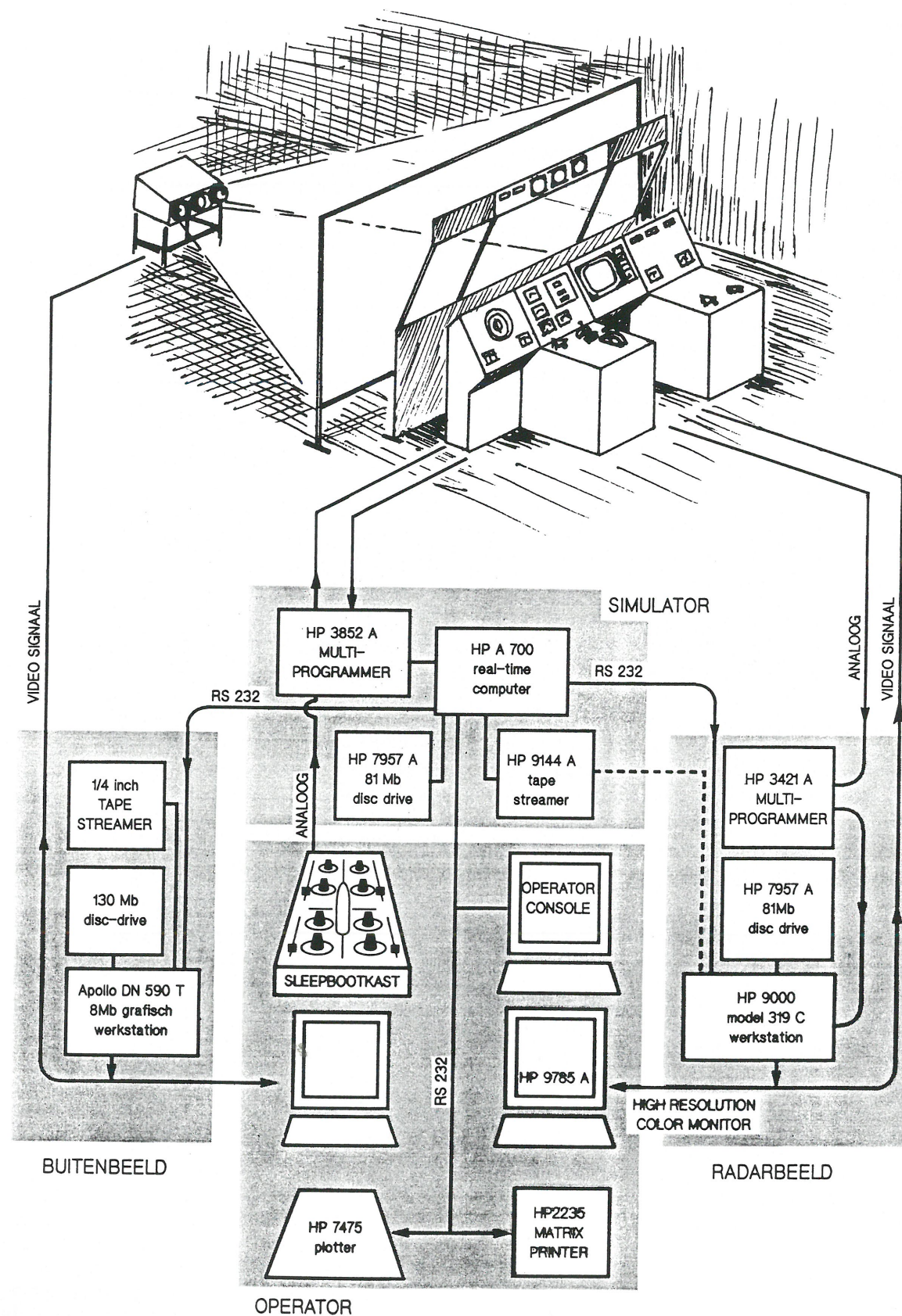


Fig. 11. — Schema hardware voor de simulator.

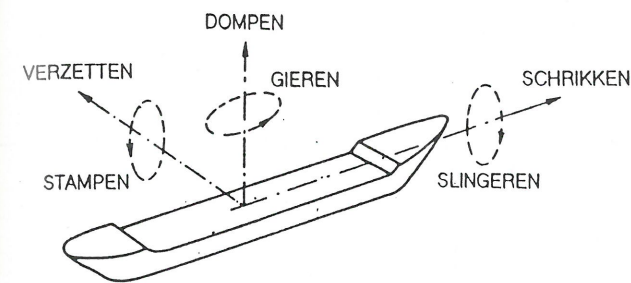


Fig. 12. — Definitie scheepsbewegingen.

bewegingen van het schip niet verhinderd worden. Het slingeren wordt evenwel door de meetopstelling verhinderd. De vergelijkingen worden dan:

$$\begin{aligned} X &= m \frac{d^2 x_{OG}}{dt^2} & Y &= m \frac{d^2 y_{OG}}{dt^2} \\ N &= I_{zz} \frac{d^2 \psi}{dt^2} \end{aligned} \quad (2-1)$$

Het is evenwel de gewoonte snelheden en krachten uit te drukken in een assenstelsel dat aan het middelpunt van het schip verbonden is (fig. 13):

$$X = m(\dot{u} - v \cdot r - x_G \cdot r^2) \quad (2-2a)$$

$$Y = m(\dot{v} + u \cdot r + x_G \cdot \dot{r}) \quad (2-2b)$$

$$N = I_{zz} \cdot \dot{r} + m \cdot x_G (\dot{v} + u \cdot r) \quad (2-2c)$$

Impliciet is verondersteld dat:

- het schip een langse symmetrie heeft, $y_G = 0$;
- x en y as evenwijdig zijn met de hoofdtraagheidsassen door het zwaartepunt.

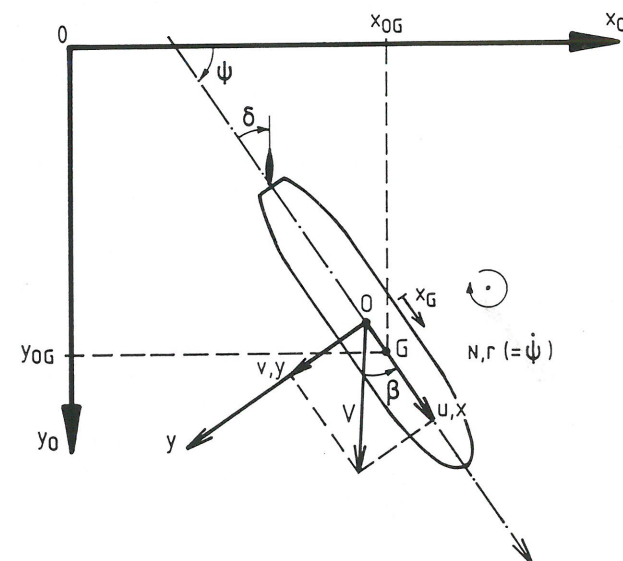


Fig. 13. — Assenstelsel wiskundig model.

De langsscheepse en dwarsscheepse componenten van de krachten op het schip en het giermoment zijn gelijk aan de som van de rompkrachten, roerkrachten, voorstuwing en van de externe krachten als wind, stroming, golven, sleepboten, enz.

$$\begin{aligned} m(\dot{u} - vr - x_G r^2) \\ = X_{romp} + X_{prop} + X_{roer} + X_{wind} + X_{golf} + X_{slpb} \end{aligned} \quad (2-3a)$$

$$\begin{aligned} m(\dot{v} + u \cdot r + x_G \cdot \dot{r}) \\ = Y_{romp} + Y_{prop} + Y_{roer} + Y_{wind} + Y_{golf} + Y_{slpb} \end{aligned} \quad (2-3b)$$

$$\begin{aligned} I_{zz} \cdot \dot{r} + m \cdot x_G (\dot{v} + u \cdot r) \\ = N_{romp} + N_{prop} + N_{roer} + N_{wind} + N_{golf} + N_{slpb} \end{aligned} \quad (2-3c)$$

Deze vergelijkingen dienen nog aangevuld met een differentiaalvergelijking voor het koppel op de schroefas, waaruit het toerental kan afgeleid worden, en met een vergelijking die de begrenzing van het maximale koppel van de motor in functie van het toerental geeft.

$$2\pi \dot{n} I_p = Q_E(n, q_F) - Q_P(u, n) \quad (2-3d)$$

2.2. Oplossingsmethode

Bovenstaande vergelijkingen (2-3) vormen een stelsel met gegeven beginvoorwaarden voor positie, koers, snelheden en versnellingen. Als men de snelheden gekend veronderstelt, kunnen de versnellingen uit het stelsel (2-3) berekend worden.

Uitgaande van deze versnellingen op tijd t , worden de snelheden op tijd $t + dt$ berekend door integratie. Deze snelheden worden op hun beurt gebruikt bij de volgende tijdstap $t + dt$ tot $t + 2dt$. Door de integratie worden uit de snelheden de translatie en rotatie van het schip berekend, zodat de positie en de koers op tijd $t + dt$ gekend zijn.

Deze operatie wordt steeds herhaald. De integratiemethode hangt af van de gekruiste tijdstap. Bij zeer kleine tijdstappen kan de methode van Simpson gebruikt worden. In de simulator wordt een tijdstap van 0.2 seconden gebruikt, kleiner kan niet omdat het stockeren van gegevens, uittekenen van de vaarbaan en de communicatie met de beeldcomputers ook moet uitgevoerd worden, en alles zich in reële tijd dient af te spelen.

2.3. De externe krachten

In de vergelijkingen (2-3) zijn twee soorten krachten: de externe krachten, en deze die afhankelijk zijn van het schip.

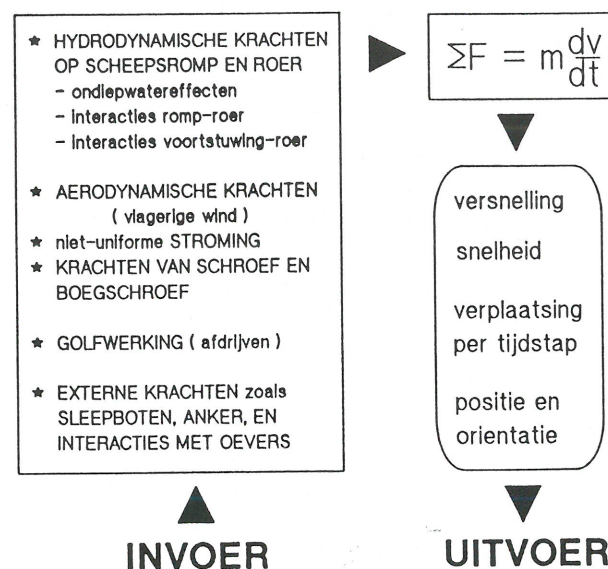


Fig. 14. — Schema wiskundig model.

De formulering van deze laatste krachten en effecten noemt men het mathematisch model van het schip.

Aangezien in dit artikel de nadruk ligt op het scheepsmodel, wordt enkel een kort overzicht gegeven van de uitwendige krachten waarmee in de simulator rekening gehouden wordt.

2.3.1. Wind

De wind levert een zeer belangrijke externe belasting op een schip. Vooral bij het varen bij lage snelheid, zoals meestal gebeurt bij het naderen van een haven of het varen en zwaaien in een haven of kanaal, heeft wind veel invloed op het scheepsge-drag, aangezien de rompkrachten (lift) dan vrij gering zijn.

Wind levert een bijkomende dwarse kracht en een moment, beiden evenredig met de zijdelingse oppervlakte van het schip en met het kwadraat van de windsnelheid. Vooral schepen met hoge vrijboord (schepen in ballast) of een grote bovenbouw (containerschepen en LNG-tankers) ondervinden veel hinder.

De wind levert geen statische belasting: de turbulentie van de lucht heeft een periodiciteit van enkele seconden tot enkele minuten. Deze buistoten zijn via een spectrale voorstelling ingebouwd in de simulatie.

2.3.2. Stroming

Op de Schelde en in de Noordzee voor onze kust is de tijdstroming zeer belangrijk. Gemiddeld zal de stroming het schip verplaatsen, en moet een koers gevaren worden die deze verplaatsing compenseert. Hiervoor volstaat een zekere roeruitslag en een drifthoek.

Maar indien de stroming lokaal zo sterk verandert dat over de lengte van het schip een gradiënt bestaat, moet er rekening mee gehouden worden dat boeg en hek verschillende stromingsdrukken ondervinden. Hierdoor ontstaan momenten die soms met het roer niet meer opgevangen kunnen worden. Voorbeelden van zulke situaties zijn de toegang tot de voorhaven van Zeebrugge en de toegangen tot de sluizen op de Schelde, waar sleepboothulp nodig is.

In de simulatie wordt het schip in de langsrichting in een tiental secties verdeeld om met deze gradiënten rekening te houden.

De stroming is ook belangrijk voor de stuureigenschappen van het schip: tegen stroom in is het roer effectiever dan met stroom mee. Bij hoge afvoer op de Maas is de afvaart te Luik door de Pont des Arches bijvoorbeeld zeer moeilijk.

2.3.3. Golven

De invloed van de golven op de verticale scheepsbewegingen is het meest opvallend, maar wordt in de simulatie niet berekend. Wel worden de gemiddelde kracht en bijhorend moment ten gevolge van de golfdruk op het schip berekend. Het daardoor veroorzaakte driften is met de invloed van de wind te vergelijken.

2.3.4. Waterdiepte

De invloed van de nabijheid van de bodem op het scheepsge-drag wordt via het wiskundig scheepsmodel verrekend.

2.3.5. Beperkte vaarruimte

De nabijheid van oevers en zandbanken beïnvloedt het scheepsge-drag, doordat door de asymmetrie in de stroming rond het schip een depressie ontstaat tussen oever en schip. Daardoor wordt het schip naar de oever toe gedrukt. Bij de boeg van het schip ontstaat meestal een opstuwing, waardoor de boeg van de oever weggedrukt wordt. Hoe dichter men bij de oever vaart of hoe sneller men vaart, hoe meer het oevereffect voelbaar is. Mits een compense-

rende roerhoek kan men een stabiele koers varen. Plotse verwijdingen van het vaarwater kunnen evenwel aanleiding geven tot instabiliteit door het wegvallen van de oeverzuiging.

2.3.6. Sleepbootassistentie

Het schip kan assistentie van maximaal vier sleepboten ontvangen (zie ook paragraaf 1.6).

Hierbij moet rekening gehouden worden met het type sleepboot (klassiek, Voith-Schneider, Schottel) en met de wijze waarop de sleepboot met het schip verbonden is (trekken op de haak, trekken op voorschip, drukken). De beschikbare trekkracht is het grootste bij een stilliggende sleepboot (Paaltrek), en neemt af met de snelheid van het schip. Ook zijn er beperkingen in de trekkracht dwars op het schip in functie van de snelheid. Aangezien de sleepboot mee moet varen kan hij niet voluit dwars trekken, maar moet de hoek tussen schip en sleepboot kleiner worden.

Deze beperkingen zijn in de simulator voorzien.

2.4. Het mathematisch scheepsmodel

Buiten de externe krachten zijn er krachten die vooral afhankelijk zijn van het schip. De wiskundige formulering ervan noemt men het wiskundig scheepsmodel.

In de uitdrukkingen voor deze krachten komen tal van coëfficiënten voor, die afhangen van vorm en de afmetingen van het schip, en uiteraard ook van de gekozen formulering.

Elk schip wordt gekenmerkt door volgende gegevens:

- vorm, afmetingen en diepgang;
- de trim (verschil diepgang tussen boeg en hek);
- massa en traagheidsmoment;
- vorm van bovenbouw (wind).

Maar voor het mathematisch model moet men nog rekening houden met een zeer belangrijke parameter, namelijk de verhouding diepgang tot waterdiepte, die kenmerkend is voor het gedrag van het schip. In ondiep water immers is de draaicirkel van een schip veel groter dan in diep water (fig. 15).

Het stel hydrodynamische coëfficiënten voor het wiskundig model voor een schip op ondiep water verschilt dan ook sterk van dat voor een schip op

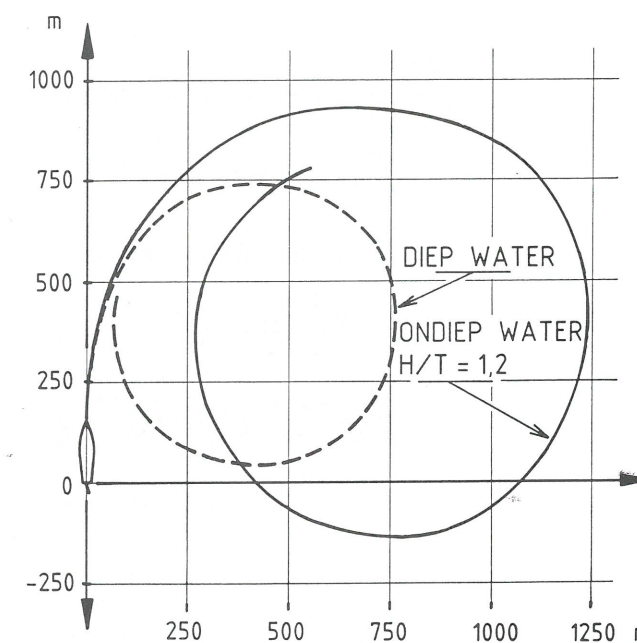


Fig. 15. — Invloed waterdiepte op draaicirkel.

diep water. Bijgevolg moet men over de modellen beschikken voor een gepast bereik van waterdiepten.

Deze scheepscoëfficiënten worden empirisch bepaald, uit proeven op schaalmodellen of uit meetvaarten met echte schepen.

Het Laboratorium beschikt thans over een vloot, die in figuur 16 is weergegeven.

2.5. Soorten scheepsmodellen

Men kan een onderscheid maken tussen modellen die krachten van romp, roer en schroef en de interacties tussen deze elementen globaal formuleren, en modellen die voor elk onderdeel en elke interactie een aparte krachtenmodule opstellen.

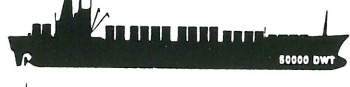
2.5.1. Abkowitz modellen

De oudste modellen waren van het eerste type. De hydrodynamische krachten werden geformuleerd als:

$$X, Y, N = f(u; du, v, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{r}, \delta) \quad (2-4)$$

De formules zijn afgeleid op een formele wiskundige basis, [1] in de vorm van een Taylor reeks van de derde graad in du, v, r en δ rond een werkpunt waarbij het schip in een rechte lijn vaart ($v = r = \delta = 0$) met snelheid u , bij een konstant toerental van de motor. Bijgevolg mogen de afwijkingen van deze regimetoestand niet te groot zijn.

ZEESCHEPEN

	massagoedschip	335x52x13.7m
	massagoedschip	290x43x17m
	massagoedschip	230x32.2x12.2m
	trio container	265x32.2x12.0m
	LNG tanker	280x41.6x11.04m
	autoschip	180x32.2x8.6m

BINNENSCHEPEN

	binnenschip	80x9.5x2.5m
	2-baksduwkonvooi	191x11.4x2.4m
	4-baksduwkonvooi	191x22.8x4m

Fig. 16. — De eigen vloot van het Waterbouwkundig Laboratorium.

De coëfficiënten in de Taylor ontwikkeling worden hydrodynamische afgeleiden genoemd. Ze worden bepaald door regressieanalyse op meetgegevens van schaalmodellen.

Dit type model heeft het nadeel dat elke coëfficiënt niet meteen een fysische betekenis heeft. Ook leiden kleinste-kwadraat technieken in vele veranderingen voor deze niet lineaire vergelijkingen niet steeds tot één enkel uniek stel coëfficiënten.

2.5.2. Norrbín-modellen

Het model van het SSPA [2] bevat enkel termen van de eerste en de tweede graad, die evenwel van de vorm $u|u|$ kunnen zijn, wat ingewikkelder is op wiskundig gebied, maar realistischer bij het beschrijven van de verschijnselen.

Ook wordt expliciet rekening gehouden met de stuwkracht van de schroef en het daarbij optredend koppel op de schroefas, en met de snelheid van het water dat het roer treft.

Tenslotte zijn de vergelijkingen volgens Norrbín in een deel voor diepwater en een deel voor beperkt vaarwater opgesplitst.

$$X, Y, N = f_{\text{diep}}(u, v, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{r}, \delta) + f_{\text{conf}}(u, v, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{r}, \delta, k) \quad (2-5)$$

with $k = T/(h - T)$

2.5.3. Modellen op fysische gronden opgesteld

Anderzijds is het mogelijk de krachtenwerking op romp, roer en de voortstuwing apart te formuleren. Men moet dan evenwel rekening houden met de interacties tussen deze onderdelen. De vorm van de romp bepaalt immers de aanstroming van de schroef, die op haar beurt een zeer belangrijke invloed heeft op de effectiviteit van het roer.

Het wordt met deze aanpak evenwel mogelijk bijvoorbeeld het roeroppervlak te wijzigen, zonder aan de andere onderdelen wijzigingen te moeten aanbrengen.

Een voorbeeld van deze aanpak vindt men bij Oltmann and Sharma [3] die de hydrodynamische krachten splitsen in termen van ideale vloeistofstro-

ming, lift op de romp, dwarsstroming op en onder de romp, weerstand van de romp, voortstuwingskracht in functie van toerental en scheepssnelheid zowel vooruit als achteruit, roerkrachten, enzovoort.

2.6. Voorbeeld van een scheepsmodel

Om het bovenstaande te illustreren wordt hier een deel van een eenvoudig wiskundig model weergegeven, afgeleid op basis van overwegingen van lift en weerstand op slanke lichamen in stroming [4].

De krachten op de romp zijn een combinatie van:

- traagheidskrachten: als het schip versnelt, is er een deel van de omgevende watermassa dat mee versneld moet worden (toegevoegde massa);
- weerstand tegen verzetten en gieren;
- liftkrachten en moment;
- weerstand door stilstaande schroef, wrijving.

Een combinatie van deze termen geeft vergelijkingen van de vorm

$$X_{\text{romp}} = X_{\dot{u}} \dot{u} + X_{uu} u^2 + X_{vr} vr \quad (2-4a)$$

$$Y_{\text{romp}} = Y_{\dot{v}} \dot{v} + Y_{\dot{r}} \dot{r} + Y_{uv} uv + Y_{vv} v|v| + Y_{ur} ur + Y_{rr} r|r| \quad (2-4b)$$

$$N_{\text{romp}} = N_{\dot{v}} \dot{v} + N_{\dot{r}} \dot{r} + N_{uv} uv + N_{vv} v|v| + N_{ur} ur + N_{rr} r|r| \quad (2-4c)$$

waarin de coëfficiënten $X_{\dot{u}}$, $Y_{\dot{v}}$, $Y_{\dot{r}}$, $N_{\dot{v}}$ and $N_{\dot{r}}$ toegevoegde massatermen zijn. De andere coëfficiënten X_{uu} etc. zijn de hydrodynamische coëfficiënten. Termen als $Y_{vv} \cdot v|v|$ hebben een duidelijke betekenis: de weerstand tegen de dwarse verplaatsing van het schip. De term $N_{vv} \cdot v|v|$ is het moment dat bij het verzetten ontstaat door de asymmetrie tussen voorschip en achterschip.

Voor het roer is de weerstand te vinden in de X component en de lift in de Y component. De effectiviteit van het roer is functie van de snelheid van het water dat naar het roer toe stroomt. Deze stroming is gedeeltelijk te wijten aan de verplaatsing van het schip, maar voor een groot effect van het roer is de aanstroming door de slipstroom van de schroef nodig. Daarom zijn er termen in de formules voor de roerkrachten die van het toerental van de schroef afhangen.

Om het voorbeeld niet te ingewikkeld te maken is de invloed van het verzetten en het gieren op de snelheid ter plaatse van het roer (een term in

$v + r \cdot x_{\text{roer}}$; x_{roer} is de afstand van oorsprong tot het drukcentrum van het roer) verwaarloosd.

$$X_{\text{roer}} = X_{\delta\delta u} \delta^2 u^2 + X_{\delta\delta n} \delta^2 nu + X_{\delta\delta n} \delta^2 n^2 \quad (2-6a)$$

$$Y_{\text{roer}} = Y_{\delta u} \delta u^2 + Y_{\delta n} \delta nu + Y_{\delta n} \delta nn \quad (2-6b)$$

$$N_{\text{roer}} = Y_{\text{roer}} \cdot x_{\text{roer}} \quad (2-6c)$$

De voortstuwing wordt hier berekend aan de hand van de vereenvoudigde aanname dat de stuwkrachtcoëfficiënt (verhouding van stuwkracht tot o.a. het kwadraat van het toerental) lineair afneemt met de verhouding u/n . Dit volgt uit een vereenvoudiging van de schroefkarakteristieken in open water. Achter een schip is het gedrag van de schroef wat ingewikkelder omwille van de aanstroming van de schroef. Ook bij zeer lage toerentallen en achteruitslaan moeten bijkomende formuleringen gebruikt worden. De weerstand van de stilstaande schroef ($n = 0$) is reeds bij de rompkrachten ingerekend.

De dwarse kracht ontstaat door de asymmetrie van de schroef. Deze term is meestal enkel belangrijk bij het achteruitslaan. Bij een rechtse schroef zal het schip bij achteruitslaan naar stuurboord uitslaan.

De betreffende vergelijkingen luiden bij vooruitslaande schroef (n positief):

$$X_{\text{prop}} = X_{nn} n^2 + X_{un} un \quad (2-7a)$$

$$Y_{\text{prop}} = Y_{nn} n^2 \quad (2-7b)$$

$$N_{\text{prop}} = Y_{\text{prop}} \cdot x_{\text{prop}} \quad (2-7c)$$

met x_{prop} als de afstand tussen schroef en oorsprong.

Bij achteruitslaan worden voor deze vergelijkingen andere waarden van de coëfficiënten gebruikt.

Merk op dat dit eenvoudig model reeds 24 hydrodynamische coëfficiënten bevat.

Tenslotte moet vastgesteld worden dat zelfs met de afleiding van de formules gebaseerd op natuurkundige principes en opsplitsing van de verschillende bijdragen, men toch genoodzaakt blijft om deze getallen experimenteel te bepalen.

2.7. Methoden ter bepaling van manoeuvreercoëfficiënten

Principieel kunnen getalwaarden voor de coëfficiënten die in de wiskundige modellen voorkomen op drie verschillende manieren bepaald worden:

- op theoretisch/numerieke wijze;
- langs experimentele weg;

— uit literatuuronderzoek of met behulp van empirische gegevens.

Uit het vereenvoudigde manoeuvreermodel dat in de vorige paragraaf werd uiteengezet, blijkt duidelijk het complexe karakter van het stromingsbeeld in de omgeving van romp, roer en schroef. Men kan dan ook verwachten dat de bepaling van numerieke waarden voor de verscheidene coëfficiënten op theoretische basis met tal van moeilijkheden gepaard zal gaan. In de huidige stand van de wetenschap kunnen dan ook slechts deelaspekten van de totale problematiek op theoretisch-numerieke wijze opgelost worden.

Voor een betrouwbare bepaling van de numerieke waarde van de in een wiskundig model gebruikte coëfficiënten zal de beschikbaarheid van experimentele data dan ook een noodzaak zijn. Dit is in het bijzonder het geval indien men het manoeuvreergedrag van een schip wil bestuderen in beperkte wateren; voor dergelijke condities is het theoretische onderzoek immers nog veel minder ver gevorderd.

De laatste methode, nl. met behulp van empirische gegevens, maakt gebruik van het werk dat in tal van onderzoekscentra op dit vlak gedurende de afgelopen decennia gepresteerd werd. De empirische formules in kwestie zijn hierbij meestal gebaseerd op experimentele gegevens, alhoewel de algemene vorm van de uitdrukkingen en de keuze van de parameters vaak een theoretische grondslag bezitten. Zo hebben tal van onderzoekers zich gebaseerd op de resultaten van de zgn. „low aspect ratio wing”-theorie, waarbij de scheepsromp gespiegeld wordt om het vrij wateroppervlak en vereenvoudigd wordt tot een vleugelprofiel met kleine aspektverhouding ($2T/L$). Om de invloed van de werkelijke scheepsromp in rekening te brengen, werden empirische functies voorgesteld met vormfactoren (B/L , C_B , B/T) als parameter. Dat dergelijke methoden vaak leiden tot uiteenlopende voorspellingen van de waarden der hydrodynamische afgeleiden blijkt uit figuur 17, waarin enkele empirische benaderingen vergeleken worden met proefresultaten. Dergelijke semi-empirische formules dienen dan ook met de nodige omzichtigheid aangevend te worden; de betrouwbaarheid ervan hangt immers af van de nauwkeurigheid van de experimentele resultaten die aan de basis van de benadering liggen, de „vloot” die de onderzoeker ter beschikking had, de (soms tijdsafhankelijke) tendenzen van het scheepsontwerp. Zij kunnen met succes aangevend worden om de invloed van kleine wijzigingen in de scheepsgeometrie op de numerieke waarde van de hydrodynamische afgeleiden te schatten, maar zijn onbruikbaar om voor een gegeven schip de manoeuvreercoëfficiënten te genereren, te meer daar de meeste methoden slechts uitdrukkingen geven voor een beperkt aantal coëfficiënten, en dit vrijwel steeds in oneindig diep water.

vreercoëfficiënten te genereren, te meer daar de meeste methoden slechts uitdrukkingen geven voor een beperkt aantal coëfficiënten, en dit vrijwel steeds in oneindig diep water.

Een uitstekend beeld van het belang en de mogelijkheden van de verschillende werkwijzen in de huidige stand van de wetenschap wordt gegeven door de verslagen van het Manoeuvrability Committee van de ITTC (International Towing Tank Conference), dat de vorderingen inzake de ontwikkeling van theoretische, experimentele en empirische methoden ter bepaling van de manoeuvreercoëfficiënten op de voet volgt. In het verslag voor de 17de ITTC (1984) komt men tot het volgende besluit [6]:

“At the present time the most reliable method of determining the numerical values of the acceleration and velocity derivatives, used in the equations of motion, is by means of captive model tests. (...)

Nevertheless, it would be a great advantage to be able to estimate the hydrodynamic and aerodynamic coefficients in preliminary design and simulation studies, without the necessity of model tests. Some progress has been made in this direction since the last Conference, but much more work is still required, in order to produce a reliable technique.

There is still no satisfactory theoretical technique available for either hydrodynamic or aerodynamic force estimation. On the other hand, there is not enough captive model data available, over a wide enough range of ship types to allow a satisfactory correlation with hull shape parameters to be made.”

Hieruit blijkt duidelijk dat de beschikbaarheid van experimentele faciliteiten voor het uitvoeren van gedwongen manoeuvreproeven op scheepsmodellen een absolute noodzaak is voor een betrouwbare, wetenschappelijk verantwoorde bepaling van de numerieke waarde van de coëfficiënten die in de bewegingsvergelijkingen van de mathematische manoeuvreermodellen voorkomen.

3. EXPERIMENTELE BEPALING VAN DE MANOEUVREERCOËFFICIËNTEN

3.1. Overzicht

Experimentele data kunnen bekomen worden op twee verschillende wijzen:

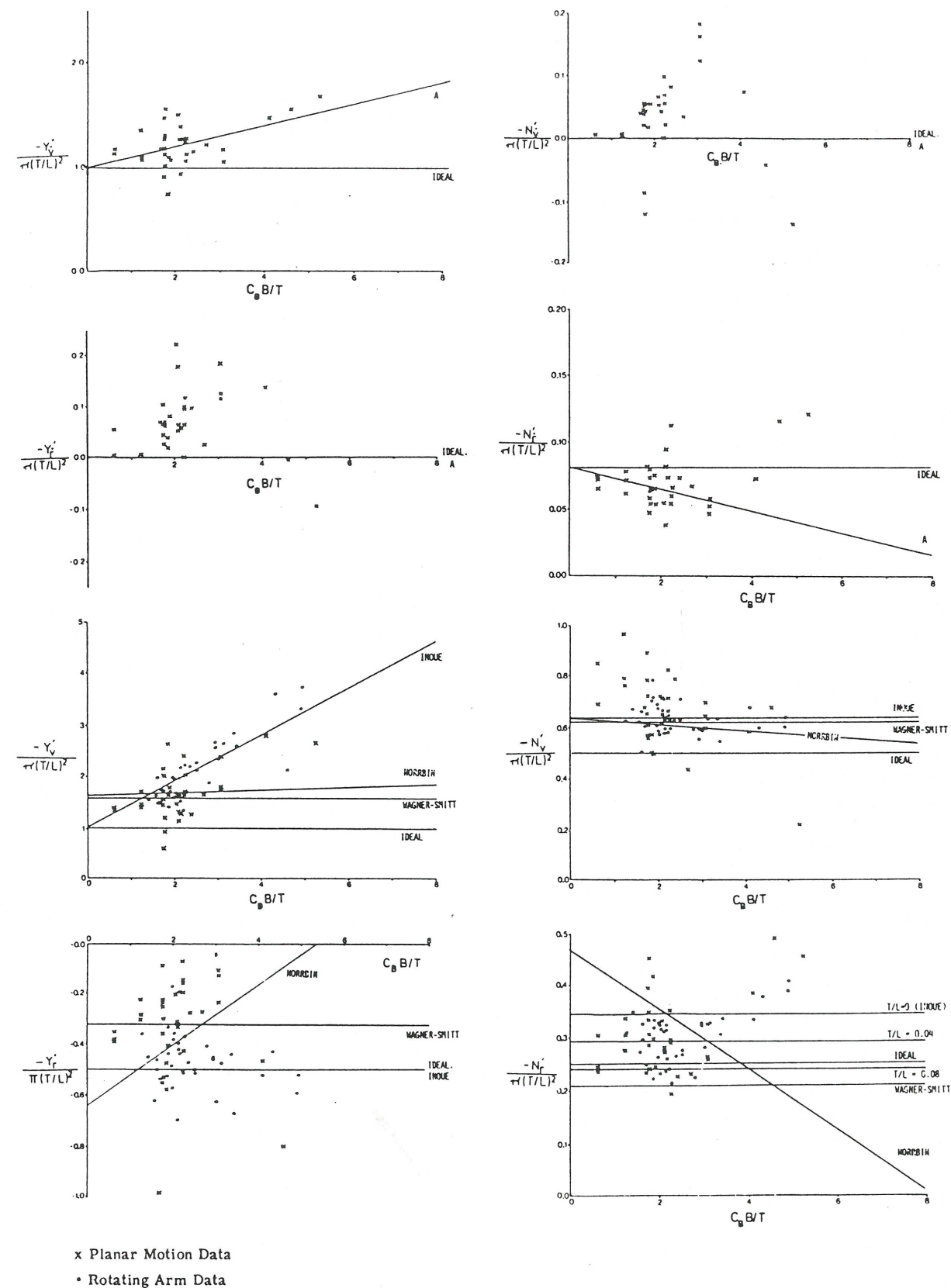


Fig. 17. — Vergelijking tussen experimentele gegevens en semi-empirische uitdrukkingen voor lineaire hydrodynamische afgeleiden (ontleend aan [5]).

- uit proeven op ware grootte (proefvaartgegevens);
 - uit modelproeven;
- waarbij deze laatste categorie proeven volgens twee verschillende methoden uitgevoerd kan worden:
- met behulp van vrijvarende scheepsmodellen;
 - met behulp van scheepsmodellen die gedwongen worden een welbepaald traject uit te voeren („captive model tests”).

Het is duidelijk dat de resultaten van proeven met werkelijke schepen en met vrijvarende scheepsmodellen de *globale* responsie van een schip onder invloed van een aantal sturingsgrootheden opleveren. Zij kunnen echter slechts op onrechtstreekse wijze inzicht brengen in de *individuele factoren* die bijdragen tot het manoeuvreergedrag van een schip, nl. door toepassing van zogenaamde „parameter-identificatie”-technieken.

Bij *gedwongen manoeuvreerproeven* daarentegen blijkt de invloed van de verscheidene parameters die in het wiskundige model voorkomen, rechtstreeks uit de meetresultaten.

Ongeacht het gebruikte wiskundige model, kan het principe van gedwongen manoeuvreerproeven als volgt samengevat worden: een scheepsmodel, uitgerust met roer(en) en schroef(f)(ven), wordt door een uitwendig mechanisme gedwongen een welbepaald traject te volgen, terwijl de uitwendige krachten die daartoe benodigd zijn, gemeten worden.

Het opgelegde traject wordt gekozen in functie van de parameters waarvan de krachtwerking in het beschouwde wiskundige model afhankelijk is: tijdens een proef (of een proevenreeks) worden één of meerdere van deze parameters gewijzigd terwijl de andere constant gehouden worden. Op deze wijze kan de invloed van een welbepaalde parameter geïsoleerd worden, of kan de interactie tussen twee parameters geëvalueerd worden.

Het aantal en de aard van deze parameters hangt af van het wiskundige model, maar meestal kunnen zij geschreven worden als een functie van volgende grootheden:

- kinematische grootheden: snelheidscomponenten u, v, r ; versnellingscomponenten $\dot{u}, \dot{v}, \dot{r}$;
- grootheden in verband met de sturing en propulsie van het scheepsmodel, wat meestal neerkomt op:

roerhoek δ ;
schroeftoerental n .

Naargelang van de vorm van het opgelegde traject kunnen gedwongen manoeuvreerproeven (captive model tests) ingedeeld worden in:

- stationaire rechtlijnige proeven;
- stationaire circulaire proeven;
- harmonisch oscillerende proeven.

3.2. Beschrijving van de proeven

3.2.1. Stationaire rechtlijnige proeven

Het scheepsmodel wordt gedwongen een eenparige rechtlijnige beweging met constante snelheid V uit te voeren. Verder zijn volgende parameters instelbaar: de drifhoek β , de roerhoek δ en het schroeftoerental n .

Bij al deze proeven zijn de versnellingscomponenten $\dot{u}, \dot{v}$ en $\dot{r}$ gelijk aan nul, terwijl ook de giersnelheid r onbestaande is.

De langs- en dwarsscheepse componenten van de snelheid nemen volgende waarde aan:

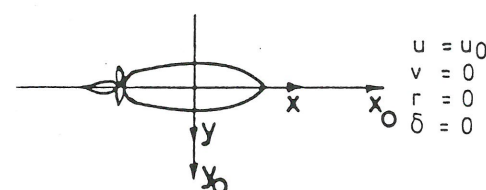
$$u = V \cos \beta \quad (3-1)$$

$$v = -V \sin \beta \quad (3-2)$$

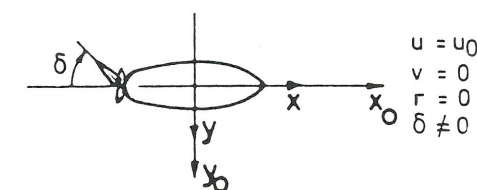
Naargelang van de waarde van β, δ en n kan men volgende indeling maken:

- (a) Weerstand- en propulsieproeven (fig. 18a):
Hierbij wordt de drifhoek β gelijk aan nul gesteld, zodat $u = V, v = 0$. Verder wordt ook het roer midscheeps gehouden ($\delta = 0$), zodat enkel de krachten tengevolge van scheepswaerstand en schroefwerking op het scheepsmodel ingrijpen.
- (b) Roerhoekproeven (fig. 18b):
Dergelijke proeven worden eveneens uitgevoerd bij drifhoek $\beta = 0$. Nu wordt evenwel een roerhoek $\delta < > 0$ ingesteld, zodat de invloed van een roeruitslag gemeten kan worden. Wordt daarbij ook het toerental n gevarieerd, dan kan roer-schroef-interactie experimenteel bepaald worden.
- (c) Stationaire driftproeven — „Oblique towing tests”:
Bij dergelijke proeven wordt $\beta < > 0$ ingesteld, zodat de krachtenwerking tengevolge van een zijdelingse snelheid (verzetten) geëvalueerd kan

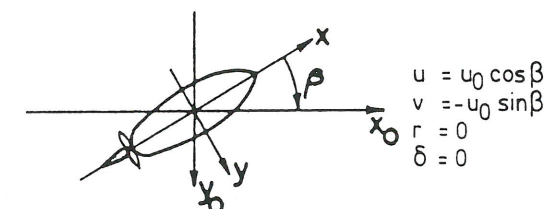
(a) Sleepproef



(b) Roerhoekproef



(c) Stationaire driftproef



(d) Stationaire driftproef met roerhoek

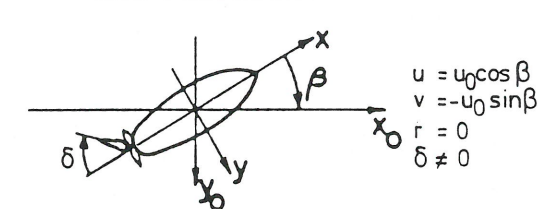


Fig. 18. — Stationaire rechtlijnige proeven: principe.
(a) Weerstand- en propulsieproef.
(b) Roerhoekproef.
(c) Stationaire driftproef (oblique towing).
(d) Stationaire driftproef met roerhoek.

worden (fig. 18c). Interactie met roer- en schroefwerking kan eveneens bepaald worden (fig. 18d).

3.2.2. Stationaire circulaire proeven

Het scheepsmodel wordt gedwongen een eenparige beweging met constante hoeksnelheid r uit te voeren langs een cirkelvormige baan met straal R . De grootte V van de snelheidsvektor bedraagt dan

$$V = R r \quad (3-3)$$

Verder zijn de drifhoek β , de roerhoek δ en het schroeftoerental n instelbare parameters (zie fig. 19).

Bij al deze proeven zijn de versnellingscomponenten gelijk aan nul. De giersnelheid r wordt rechtstreeks ingesteld, terwijl de langs- en dwarsscheepse componenten van de snelheid volgende waarden aannemen:

$$u = r R \cos \beta \quad (3-4)$$

$$v = -r R \sin \beta \quad (3-5)$$

Naargelang van de waarde van de drifhoek β kan men volgende indeling maken:

- (a) Zuivere gierproeven:
Hierbij wordt $\beta = 0$ ingesteld, zodat de beweging van het scheepsmodel een zuivere combinatie is van een voorwaartse beweging met snelheid $r R$

en een gierbeweging met rotatiesnelheid r . Op deze wijze kan de invloed van r op de krachtwerking aangrijpend op een varend schip geëvalueerd worden.

Naargelang van de waarde van de ingestelde roerhoek δ en het schroeftoerental n kan ook de interactie van deze grootheden met de gierbeweging experimenteel bepaald worden.

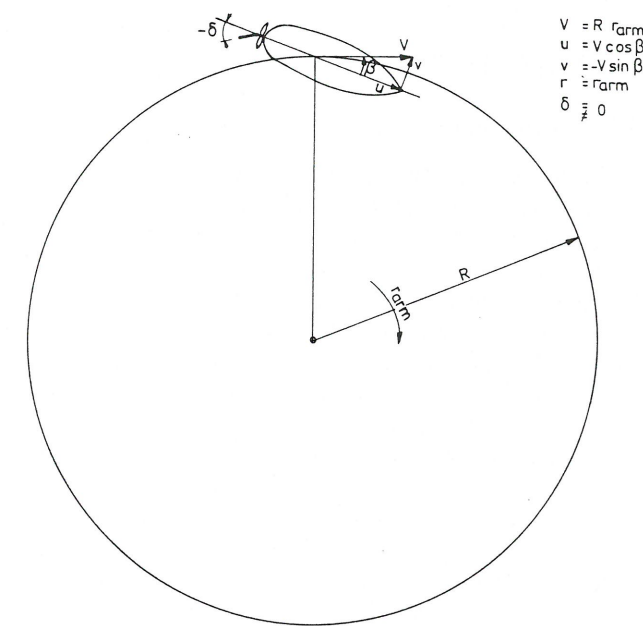


Fig. 19. — Stationaire circulaire proeven (rotating arm): principe.

(b) Gierproeven met drift:

Wordt de drifthoek β verschillend van nul ingesteld, dan bekomt men een welbepaalde combinatie van waarden voor u , v en r . Dergelijke proeven leiden tot getalwaarden die de interactie tussen de giersnelheid r en de verzetsnelheid v karakteriseren.

3.2.3. Harmonisch oscillerende proeven

Slaagt men erin de voorwaartse beweging van een scheepsmodel met constante snelheid u te combineren met een harmonisch oscillerende verzetsnelheid v (fig. 20a)

$$v = v_A \cos \Omega t \quad (3-6)$$

dan zal het model eveneens onderhevig zijn aan een harmonisch oscillerende zijdelingse versnelling:

$$\dot{v} = -\Omega v_A \sin \Omega t \quad (3-7)$$

Met behulp van Fourieranalyse van de opgemeten zijdelingse kracht Y en giermoment N kunnen de componenten in fase en in kwadratuur met de opgelegde verzetsnelheid van elkaar gescheiden worden; zij worden respectievelijk teweeggebracht door de verzetsnelheid v en de verzetversnelling $\dot{v}$.

Een analoge redenering kan gemaakt worden voor de giersnelheid r en -versnelling $\dot{r}$ (zie fig. 20b). Dergelijke harmonische gierproeven kunnen eveneens uitgevoerd worden met een constante drifthoek β (fig. 20c) of roerhoek δ (fig. 20d), zodat de interactie met de gierbeweging bestudeerd kan worden.

3.3. Benodigde infrastructuur

3.3.1. Stationaire rechtlijnige proeven

Stationaire rechtlijnige proeven worden uitgevoerd in een sleeptank, een lang kanaal voorzien van een sleepwagen, die in staat is een scheepsmodel een binnen zeer nauwe toleranties constante snelheid op te leggen volgens de langsas van het kanaal. Het is dan ook niet verwonderlijk dat dergelijke proeven historisch gezien het oudste type gedwongen manoeuvreerproef uitmaken. De eerste sleeptanks, opgericht ter behandeling van problemen in verband met scheepsweerstand en -propulsie, dateren immers van het einde van vorige eeuw (William Froude, 1872), zodat de technieken om scheepsmodellen een constante rechtlijnige beweging op te leggen reeds in volle ontwikkeling waren op het ogenblik dat — sporadisch — de noodzaak van manoeuvreerproeven met scheepsmodellen werd ingezien (ca. 1935). Enkel een secundaire aanpassing van de infrastructuur is

noodzakelijk om een „klassieke” sleepwagen geschikt te maken voor de uitvoering van stationaire rechtlijnige manoeuvreerproeven (verbinding met het scheepsmodel en dynamometrie).

3.3.2. Stationaire circulaire proeven

Teneinde de invloed van de giersnelheid op de hydrodynamische krachtwerking te bepalen, wat met een klassieke sleeptankuitrusting onmogelijk is, werden na 1945 in een aantal laboratoria wijde tanks gebouwd, voorzien van een roterende arm die in staat is scheepsmodellen een cirkelvormige baan op te leggen.

De inplanting van een roterende arm geeft aanleiding tot heel wat praktische problemen. Een dergelijke installatie neemt immers behoorlijk wat plaats in, daar de straal van de baan van het scheepsmodel voldoende groot moet kunnen gekozen worden vergeleken met de modellengte. Zulks is enerzijds noodzakelijk om de lineaire hydrodynamische afgeleiden (voor kleine giersnelheden r) te kunnen bepalen; anderzijds moeten acceleratie- en meetfase afgelopen zijn binnen één omwenteling, om te vermijden dat het scheepsmodel in zijn eigen zog zou varen. Omwille van de afmetingen — een gebruikelijke grootteorde voor de diameter is 25 m, maar waarden van 80 m komens eveneens voor — wordt een roterende arm dan ook vaak aangetroffen in combinatie met een wijde manoeuvreer- en zeegangstank voor proeven met vrijvarende modellen.

3.3.3. Harmonische proeven (PMM-technieken)

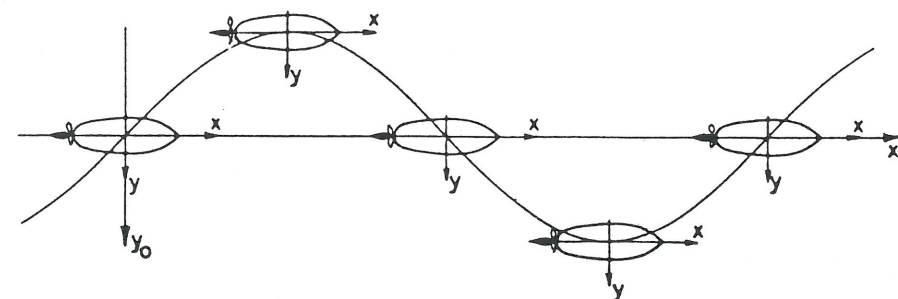
3.3.3.1. Inleiding

Zogenaamde Planar Motion Mechanisms (PMM), die in staat zijn harmonische verzet- en gierbewegingen op te leggen, werden ontwikkeld om twee redenen:

- De reeds besproken technieken, nl. proeven in rechte lijn en roterende-arm-proeven, zijn niet in staat getalwaarden te genereren voor hydrodynamische krachtwerkingen tengevolge van de versnellingscomponenten $\dot{u}$, $\dot{v}$, $\dot{r}$.
- Oplossingen werden gezocht om proeven ter bepaling van de krachten tengevolge van de giersnelheid uit te kunnen voeren in een klassieke sleeptank, om zo de investering van „rotating arm”-faciliteiten te omzeilen.

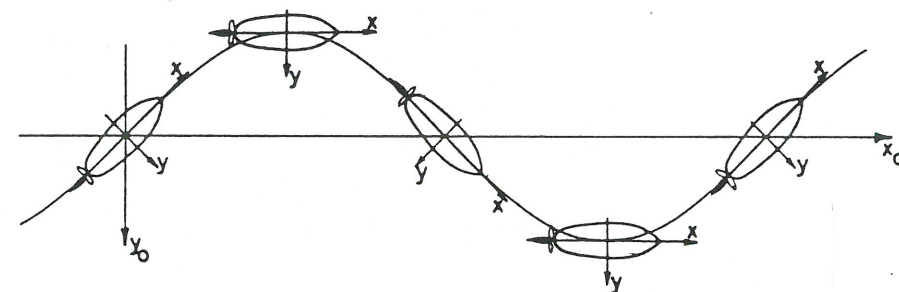


Harmonisch verzetten



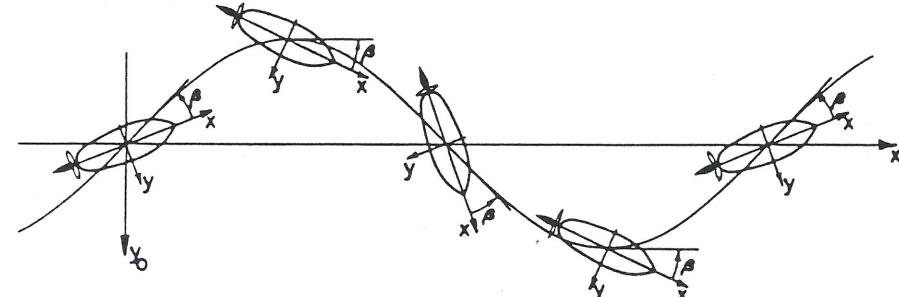
$$\begin{aligned} u &= u_0 \\ v &= -\Omega y_0 \cos \Omega t \\ \dot{v} &= \Omega^2 y_0 \sin \Omega t \\ r &= \dot{r} = 0 \\ \delta &= 0 \end{aligned}$$

Harmonisch gieren



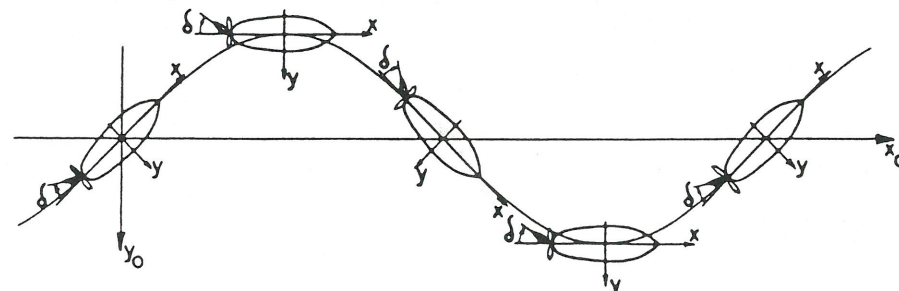
$$\begin{aligned} u &= V \\ v &= \dot{v} = 0 \\ r &= \Omega \psi_A \sin \Omega t \\ \dot{r} &= \Omega^2 \psi_A \cos \Omega t \\ \delta &= 0 \end{aligned}$$

Harmonisch gieren met drift



$$\begin{aligned} u &= V \cos \beta \\ v &= -V \sin \beta \\ \dot{v} &= 0 \\ r &= \Omega \psi_A \sin \Omega t \\ \dot{r} &= \Omega^2 \psi_A \cos \Omega t \\ \delta &= 0 \end{aligned}$$

Harmonisch gieren met roerhoek



$$\begin{aligned} u &= V \\ v &= \dot{v} = 0 \\ r &= \Omega \psi_A \sin \Omega t \\ \dot{r} &= \Omega^2 \psi_A \cos \Omega t \\ \delta &\neq 0 \end{aligned}$$

Fig. 20. — PMM (planar motion mechanism)-technieken: principe.
(a) Harmonische verzetproef.
(b) Harmonische gierproef.
(c) Harmonische gierproef met drifthoek.
(d) Harmonische gierproef met roerhoek.

3.3.3.2. PMM-systemen van de eerste generatie

Goodman en Gertler worden algemeen aanvaard als de geestelijke vaders van het Planar Motion Mechanism; zij installeerden in 1960 in het David Taylor Model Basin (Washington D.C.) een tweepuntsoscillator met amplitude 1" (26 mm), dat zowel vertikaal als horizontaal opgesteld kon worden.

Dit mechanisme was het eerste van een groep PMM-systemen die in deze tekst PMM's van de eerste generatie genoemd zullen worden. Deze bestaan principieel uit twee oscillatoren, respectievelijk bevestigd aan de meetposten B en S van het model. Beide oscillatoren zijn zodanig gekoppeld, dat hun harmonische zijdelingse bewegingen eenzelfde frekwentie Ω en amplitude y_{OA} bezitten, en dit met een instelbaar faseverschil ε (zie fig. 21).

Met $\varepsilon = 0$ voert het model een zuivere verzetbeweging uit:

$$y_0 = y_{OA} \cos \Omega t \quad (3-8)$$

zodat

$$\dot{y} = -\Omega y_{OA} \sin \Omega t \quad (3-9)$$

$$\ddot{y} = -\Omega^2 y_{OA} \cos \Omega t \quad (3-10)$$

terwijl de giersnelheid r en -versnelling $\dot{r}$ onbestaande zijn.

Een zuivere gierbeweging ($\dot{y} = \ddot{y} = 0$) wordt bekomen mits volgende fasehoek in te stellen:

$$\varepsilon = 2 \operatorname{Arctg} [\frac{1}{2} \Omega x_{BS} / u_0] \quad (3-11)$$

waarbij x_{BS} de afstand tussen beide meetposten voorstelt, en u_0 de snelheid van de sleepwagen. De koershoek ψ neemt in dat geval een nagenoeg harmonisch tijdsverloop aan:

$$\psi \approx \operatorname{tg} \psi = -\frac{2 y_{OA}}{x_{BS}} \sin \frac{1}{2} \varepsilon \cos \Omega t \quad (3-12)$$

Voor het genereren van een harmonisch verlopende zijdelingse beweging wordt in deze eerste-

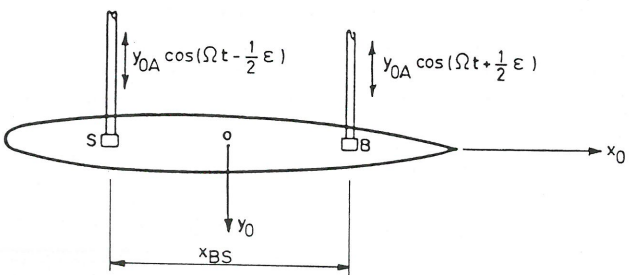


Fig. 21. — PMM-systemen van de eerste generatie: werkingsprincipe.

generatie-PMM's meestal gebruik gemaakt van het zogenaamde „Scotch Yoke”-mechanisme, dat in staat is de verticale component van de ronddraaiende beweging afkomstig van een elektrische motor op te vangen en enkel de resulterende horizontale, harmonische component aan de corresponderende meetpost van het scheepsmodel over te dragen (zie fig. 22).

3.3.3.3. Tekortkomingen van eerste-generatie-PMM's

Planar motion mechanisms van de eerste generatie zijn enkel geschikt om harmonische bewegingen met kleine amplitude op te wekken (10-300 mm). Dit geldt voornamelijk voor de gierbewegingen: het opleggen van een koershoek veroorzaakt een verschil tussen de afstand tussen de twee oscillatoren en diens projectie op de langsscheepse as. Dit verschil kan mechanisch opgevangen worden, maar dit heeft tot gevolg dat figuur 21 niet meer van toepassing is bij het opwekken van een gierbeweging. Dit kan niet alleen het zuiver harmonische karakter van de beweging aantasten, maar bovendien kan een kleine verzetbeweging zich op de gierbeweging superponeren. De gevolgen hiervan zijn onbelangrijk zolang de gierbeweging beperkt blijft, maar een toename van

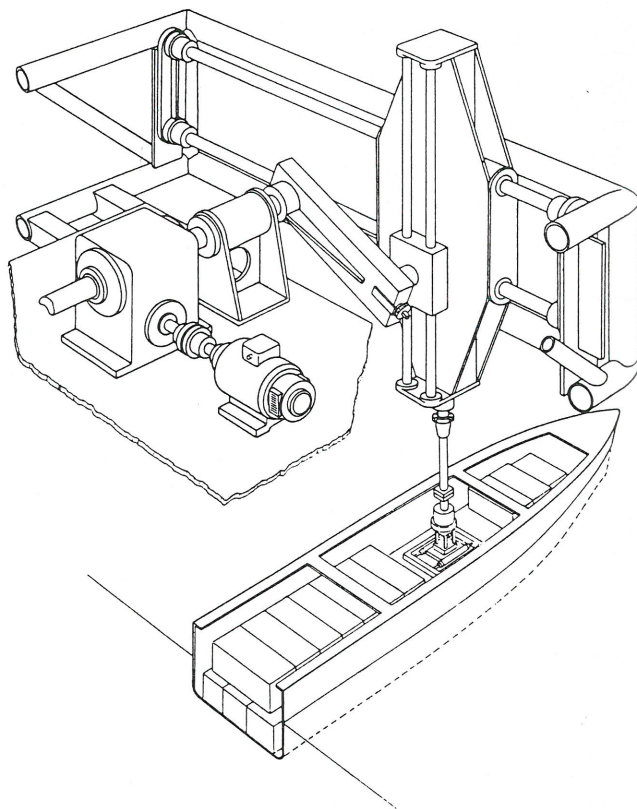


Fig. 22. — „Scotch Yoke”-mechanisme (ontleend aan [7]).

de amplituden is met een dergelijk systeem onmogelijk.

Maakt men gebruik van een PMM-systeem dat slechts in staat is bewegingen met kleine amplituden te genereren, dan is men verplicht de oscillatiefrekwentie voldoende groot te kiezen, opdat de krachten die op het scheepsmodel aangrijpen met een aanvaardbare nauwkeurigheid meetbaar zouden zijn. Een voldoende ruim bereik van v en r kan dan enkel nog worden verwezenlijkt door vergroting van deze frekwentie, waardoor het gevaar op niet-stationaire (geheugen)effecten steeds toeneemt.

Een tiental jaren na de introductie van het PMM, omstreeks 1970 dus, kwam men dan ook tot de conclusie dat de resultaten van de toenmalige PMM-systemen niet over de ganse lijn bevredigend waren. Uit een vergelijkende studie bleek dat het PMM de onderzoeker wel in staat stelde versnellingsafgeleiden en lineaire snelheidstermen te bepalen, maar dat de proefresultaten voor de niet-lineaire termen en koppelingstermen een zeer grote spreiding vertoonden. De toenmalige PMM-systemen bleken dus de rol van de „rotating arm”-installaties nog niet volledig over te nemen.

De aanwending van oscillatietechnieken in de studie van de scheepsmanoeuvrbaarheid werd dan ook door verscheidene auteurs aan een kritisch onderzoek onderworpen. Van Leeuwen (TU Delft) [10], ging uit van het standpunt dat de betrouwbaarheid van de resultaten van oscillatieproeven des te groter is naarmate de aan het model opgedrongen bewegingen realistischer zijn. Als criterium voor de evaluatie van het realisme van harmonische proeven werd uitgegaan van de responsie van een schip op een harmonisch variërende roerstand. Nu zijn bij roerbewegingen met zeer lage frekwentie zowel koersafwijkingen als giersnelheid het grootste, waaruit men kan besluiten dat niet-lineaire effecten slechts op realistische wijze geëvalueerd kunnen worden bij lage frekwentie. Van Leeuwen stelde dan ook een PMM voor met een zeer grote amplitude, waarmee laagfrekwente harmonische proeven uitgevoerd kunnen worden.

Omstreeks 1975 bevestigden de eerste resultaten van PMM-systemen met grotere amplitude de visie van Van Leeuwen. Zij worden in deze tekst naargelang van het werkingsprincipe ingedeeld in mechanismen van de tweede en de derde generatie.

3.3.3.4. PMM-systemen van de tweede generatie

Mechanismen van de tweede generatie worden gekenmerkt door een gedeeltelijke ontkoppeling van de verzet- en gierbewegingen. Het genereren van de laterale verplaatsing van het scheepsmodel en van de rotatiebeweging om zijn verticale as geschiedt door middel van afzonderlijke mechanismen, die echter nog steeds door dezelfde motor worden aangedreven. Dit impliceert eveneens dat enkel harmonische bewegingen opgelegd kunnen worden.

De doorbraak naar grotere amplituden werd verwezenlijkt door samenwerking tussen het Hydro- og Aerodynamisk Laboratorium (HyA; thans SL: Skibteknisk Laboratorium) te Lyngby (Denemarken) en de Admiralty Experiment Works (AEW) te Haslar (UK). Figuur 23 geeft een schematische voorstelling van het „HyA Large Amplitude PMM System”, in gebruik genomen in 1972 [11]. Met maximale verzet- en gieramplituden van respectievelijk 750 mm en 27.5° werd het bereik van het bestaande gamma van PMM's meer dan verdubbeld.

3.3.3.5. PMM-systemen van de derde generatie

Een volgende stap in de evolutie van het PMM, nl. de volledige ontkoppeling van de laterale translatie- en rotatiebewegingen, werd ongeveer gelijktijdig (ca. 1975) gezet door Hydronautics Inc. (Laurel, Maryland, USA) [12], en het Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt (HSVA) [13].

Het HSMB LAHPMM (Hydronautics Ship Model Basin Large Amplitude Horizontal Planar Motion Mechanism) bestaat in essentie uit een wagen voor de laterale verplaatsing (maximale amplitude 1000 mm), waarop een apparaat voor het instellen van een drifthoek en een draaitafel voor het verwezenlijken van de gierbeweging (maximale amplitude 30°) gemonteerd staat (fig. 21). Dwarswagens en draaitafel worden weliswaar door afzonderlijke servomotoren gestuurd, maar anderzijds zijn de stuursignalen voor beide motoren afkomstig van dezelfde resolver. De sturing (en ook de dataprocessing) is bijgevolg afgestemd op het genereren van harmonische bewegingen. Dit systeem behoort bijgevolg mechanisch gezien tot de derde generatie van PMM's, maar het toepassingsgebied is door het analoge sturings- en dataverwerkingssysteem identiek aan dat van de tweede-generatie-systemen.

De CPMC (Computerized Planar Motion Carriage) van de HSVA daarentegen kan nagenoeg elke beweging in het horizontale vlak genereren. Het

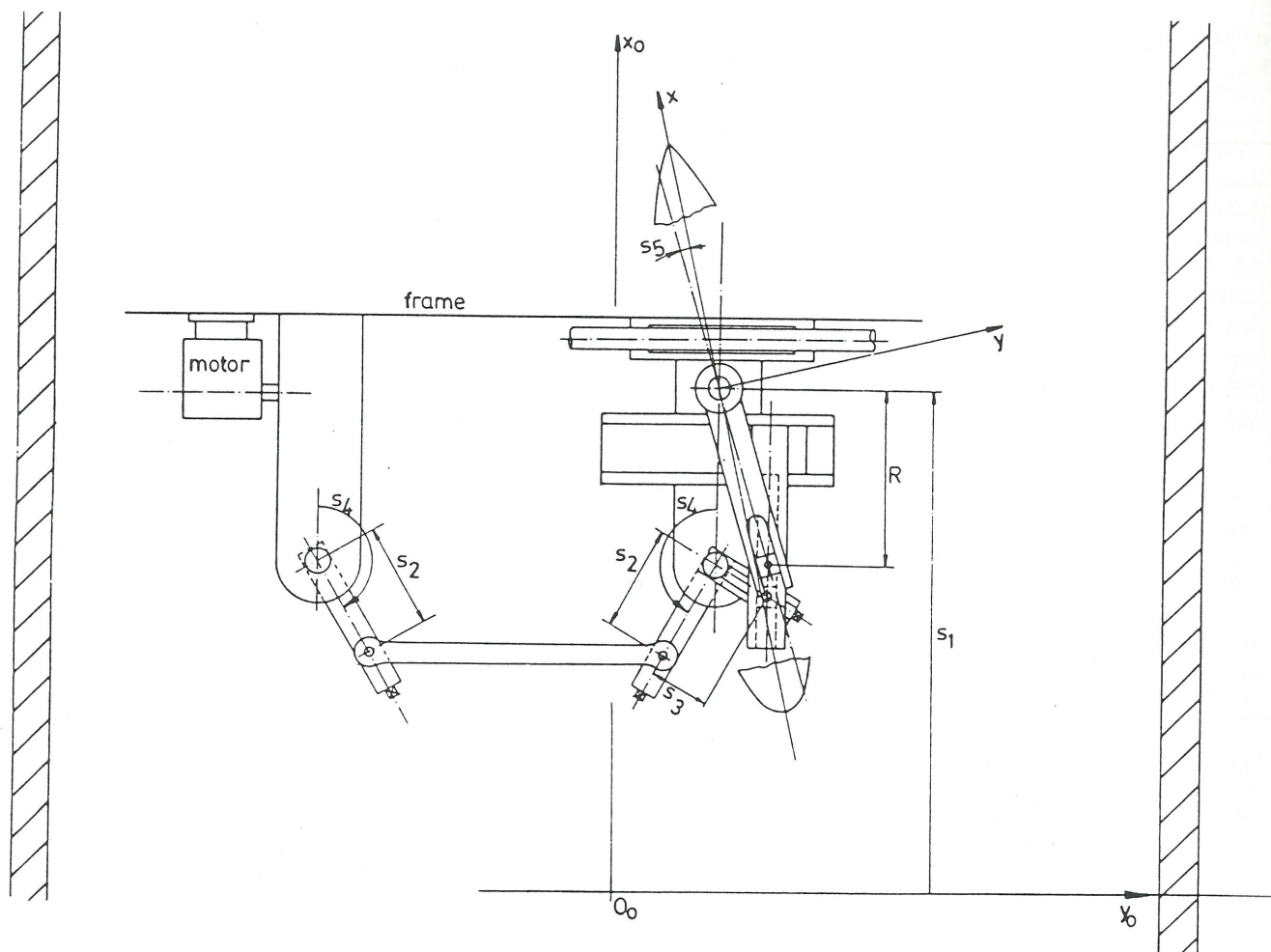


Fig. 23. — Weringsprincipe van het HyA Large Amplitude PMM System.

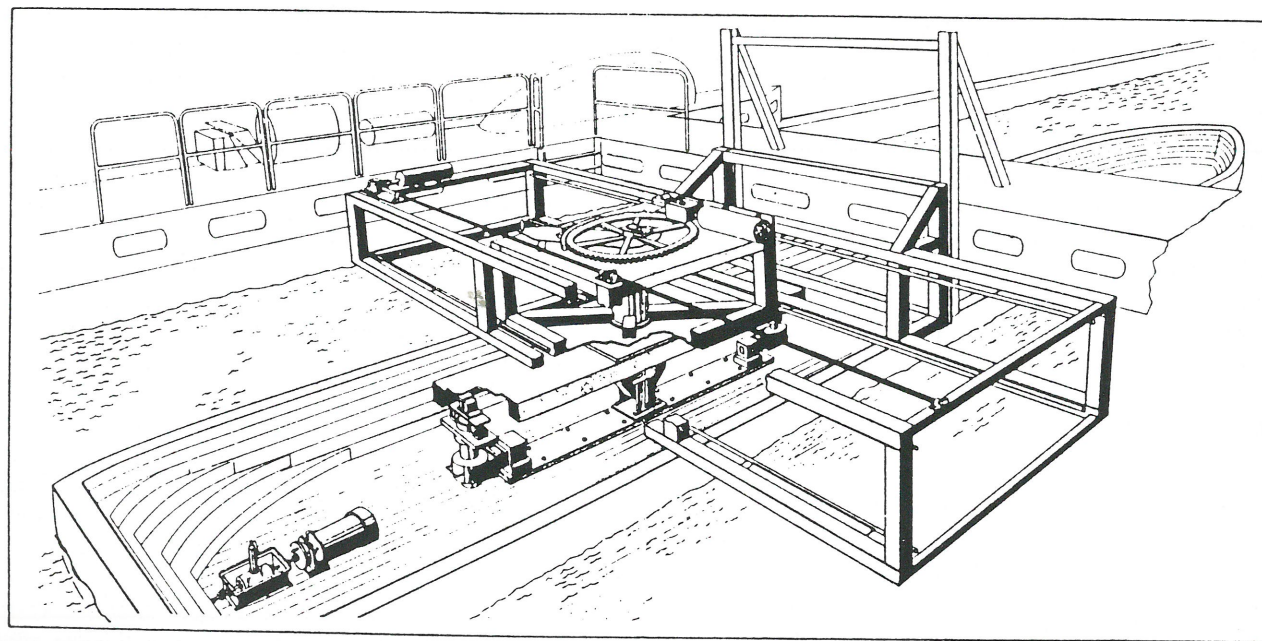


Fig. 24. — HSMB LAHPMM (Hydronautics Ship Model Basin Large Amplitude Horizontal Planar Motion Mechanism) (brochure Hydronautics Inc.).

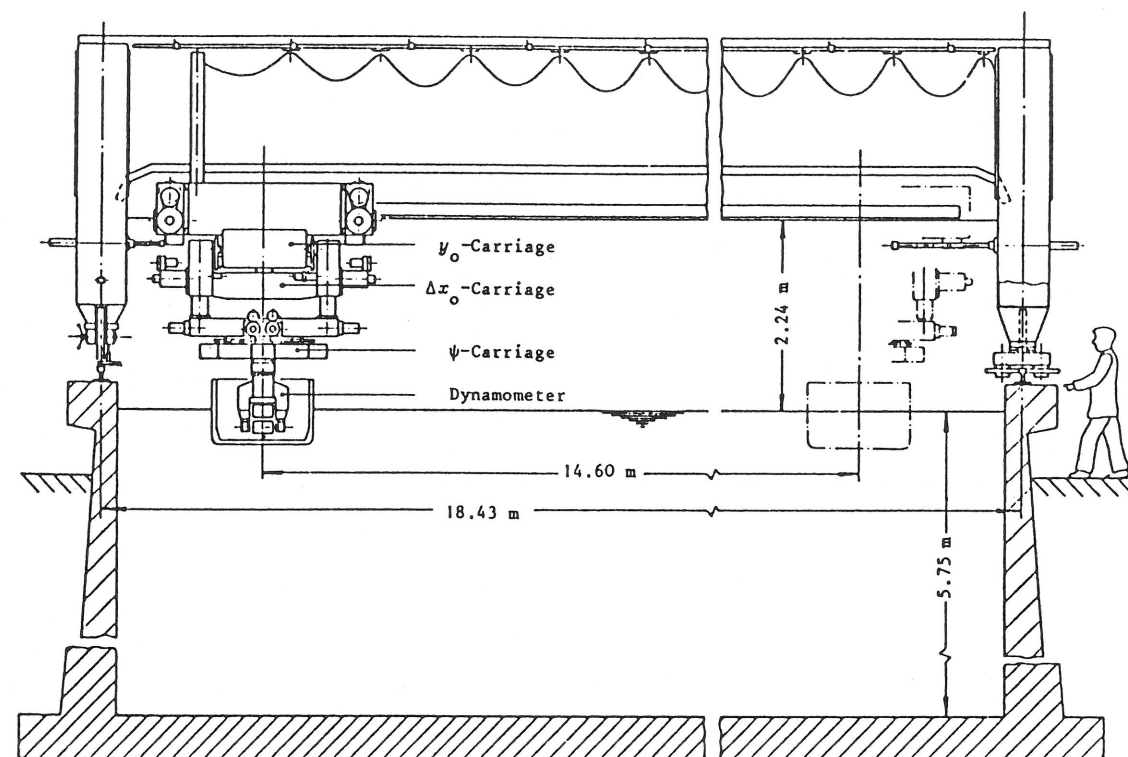


Fig. 25. — CPMC (Computerized Planar Motion Carriage) van de HSVA (Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt) (ontleend aan [11]).

mechanisme vormt een wagen op zichzelf, die star verbonden wordt aan de sleepwagen, die het een constante snelheid volgens de as van het sleepkanaal oplegt. De CPMC zelf is samengesteld uit een dwarswagen (y), een giertafel (ψ) en een δx -wagen waarmee een bijkomende langsverplaatsing aan de eenparige beweging van de sleepwagen toegevoegd kan worden (zie fig. 25). Zoals de benaming suggereert, geschiedt zowel sturing als data-acquisitie en -verwerking volkomen digitaal.

3.3.3.6. Snelheidsvariëties volgens de langsas van het kanaal

Bij het ontwerp van sleepwagens voor de experimentele studie van weerstand en propulsie wordt de grootst mogelijke aandacht besteed aan de snelheidsregeling: schommelingen in de snelheid worden tot een strikt minimum beperkt (grootteorde 0.1-0.25%).

Neemt men daarenboven de grote massa in aanmerking, dan is het begrijpelijk dat de snelheidsregelingen van de klassieke sleepwagens niet in staat zijn een in de tijd variabele snelheid op te leggen; men dient met dit feit dan ook rekening te houden bij het gebruik van een op een sleepwagen gemonteerd PMM.

Principieel moet men echter bij uitvoering van een harmonische gierproef in staat zijn de snelheidscomponent volgens de langsas van het sleepkanaal in functie van de tijd te regelen, zoniet zal de voorwaartse component u tijdens de proef geen constante waarde kunnen aannemen. Een zuivere harmonische gierbeweging,

$$\psi = \psi_A \cos \Omega t \quad (3-13)$$

gesuperponeerd op een constante voorwaartse snelheid u kan dan ook enkel verwezenlijkt worden indien volgende tijdsfuncties voor de snelheidscomponenten volgens de langs- en dwarsassen van de sleeptank opgelegd worden:

$$\begin{aligned} u_0 &= u \cos \{\psi_A \cos \Omega t\}; \\ v_0 &= u \sin \{\psi_A \cos \Omega t\} \end{aligned} \quad (3-14)$$

Ter illustratie wordt in figuur 26 op een dimensie-loze wijze het verloop van de snelheidscomponenten u_0 en v_0 afgebeeld in functie van de tijd, en dit voor gieramplituden van 15° en 30° .

Met de toename van de bewegingsamplituden van PMM-systemen rees dan ook de vraag in hoeverre men bij het ontwerp van een dergelijk mechanisme rekening diende te houden met de mogelijkheid tot snelheidsregeling volgens de langsas van het kanaal. De ontwerpers van het Hamburgse CPMC losten dit probleem op door middel van de „ δx -wagen”,

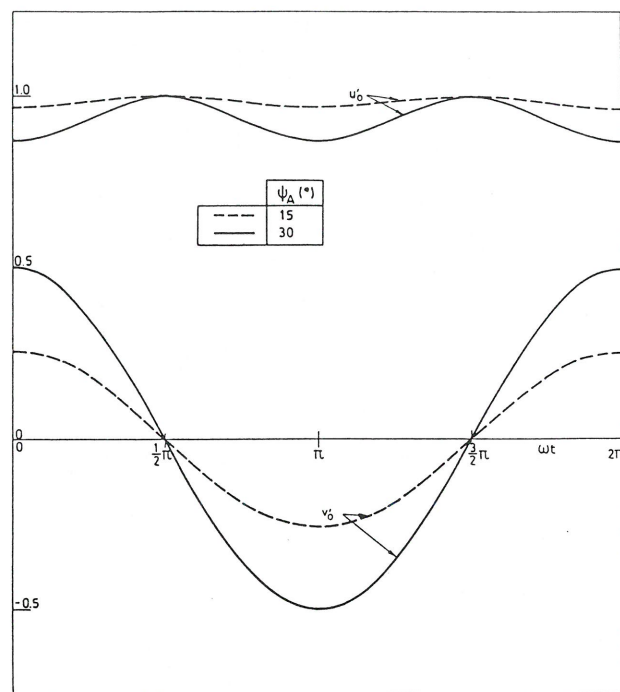


Fig. 26. — Zuivere harmonische gierbeweging: verloop van de snelheidscomponenten volgens het aardvast assenstelsel in functie van de tijd voor verschillende waarden van de gierhoekamplitude.

waardoor een variabele snelheidscomponent gesuperponeerd kan worden op de constante sleepwagensnelheid. Tal van laboratoria verkiezen echter een constante snelheid volgens de as van het sleepkanaal, en voeren bij de verwerking der proefresultaten correcties in.

3.3.3.7. Keuze van de proefparameters

Bij het opstellen van een PMM-proevenprogramma dient een aantal proefparameters vooropgesteld te worden: de verzet- of gieramplitude (y_{OA} , ψ_A), de oscillatiefrekwentie Ω en het aantal cycli c . In algemene termen dient de resulterende beweging te voldoen aan een aantal eisen:

- Het bereik van snelheid en versnelling van verzet- en gierbeweging moet voldoende groot zijn. Enerzijds moeten zij klein genoeg gekozen kunnen worden teneinde de lineaire hydrodynamische afgeleiden met een voldoende nauwkeurigheid te kunnen bepalen; anderzijds moet het mogelijk zijn de waarden voldoende groot in te stellen om de niet-lineaire termen van de krachtwerking aan bod te laten komen.
- De opgelegde bewegingen moeten realistisch zijn; dit houdt in dat de grootte-orde van de opgelegde snelheids- en versnellingscomponenten overeenkomst moet vertonen met het beoogde toepassingsgebied, en dat de combinaties van

kinematische grootheden waaraan het scheepsmodel onderworpen wordt, eveneens met het werkelijke schip haalbaar zijn.

- Men dient rekening te houden met het quasistationaire karakter van de wiskundige manoeuvreermodellen; men moet bijgevolg vermijden dat ongewenste geheugeneffekten de proefresultaten zouden beïnvloeden.

Vereisten (b) en (c) worden in de literatuur meestal geformuleerd als een beperking voor de dimensieloze pulsatie $\Omega' = \Omega L/u$. De redenering van Van Leeuwen in [10] werd reeds vermeld; deze geeft voor harmonische gierproeven aanleiding tot een optimale waarde voor Ω' die afhankelijk is van de giersnelheidsamplitude. De meeste auteurs beperken zich echter tot semi-empirische formules, die een maximumgrens opgeven voor Ω' , variërend tussen 1 en 3.

De vrije keuze van de proefparameters wordt verder beperkt door de afmetingen van de tank. Wenst men minimaal c cycli uit te voeren, dan kan de dimensieloze pulsatie Ω' niet kleiner gekozen worden dan

$$\Omega'_{\min} = 2\pi c L/L_{\text{tank}} \quad (3-15)$$

waarbij L_{tank} de (nuttige) tanklengte voorstelt. De maximale amplitude van de zijdelingse beweging wordt verder omwille van wandeffecten beperkt door de tankbreedte. Tenslotte mag de PMM-frekwentie niet samenvallen met één van de eigenfrekwenties van het water in de tank, en moet de grootheid $\Gamma = \Omega u/g$ beduidend kleiner blijven dan 0.25, wat een kritische waarde is voor het systeem van oppervlaktegolven veroorzaakt door een combinatie van een pulsatie en een translatie in een vrij vloeistofoppervlak.

4. GEPLANDE EXPERIMENTELE FACILITEITEN VOOR SCHEEPSMODELLEN

4.1. Voorafgaande beschouwingen

4.1.1. Algemene vereisten

Bij het vastleggen van de voornaamste technische specificaties van experimentele faciliteiten voor het beproeven van scheepsmodellen in het Waterbouwkundig Laboratorium te Borgerhout (WLB) werd in de eerste plaats uitgegaan van de *functie en taken van dit Laboratorium*. Als *waterbouwkundig* laboratorium is het WLB immers niet in de eerste plaats geïnteresseerd in de studie van scheepsgedragingen; in principe dient scheepshydrodynamisch onderzoek dan ook enkel uitgevoerd te worden indien het van

nut is voor het welslagen van studies die verband houden met het ontwerp, de aanpassing en de exploitatie van de waterwegen en havens in het Vlaamse gewest.

In de tweede plaats dienden de *mogelijkheden en beperkingen van het WLB* in aanmerking genomen te worden. Zo is het wenselijk dat de bestaande infrastructuur en beschikbare ruimte van het Laboratorium zo optimaal benut worden.

Tenslotte wordt van de proefopstelling verwacht dat zij zo *universeel* mogelijk is, zodat men er bij voorkeur terecht kan voor alle problemen in verband met scheepsgedragingen waarmee het WLB thans en in de toekomst in het kader van zijn activiteiten geconfronteerd zal worden.

4.1.2. Direkte implicaties

Tengevolge van de twee eerstgenoemde vereisten werd ernaar gestreefd de geplande faciliteiten, voor zover zulks wetenschappelijk verantwoord is, zo bescheiden mogelijk te houden. Zodoende kan het verlies aan nuttige ruimte voorbehouden aan waterbouwkundige schaalmodellen tot een minimum beperkt worden, en kunnen uiteraard ook de financiële implicaties van de inplanting binnen redelijke grenzen gehouden worden.

Wat de derde vereiste betreft, is het uiteraard onmogelijk te voorzien waaruit de problematiek precies zal bestaan, maar alleszins zal deze in verband staan met de toegankelijkheid van havens en/of de bevaarbaarheid van waterwegen binnen het territorium van het Vlaamse gewest, en dit in uit nautisch gezichtspunt moeilijke omstandigheden. Dit impliceert meteen dat twee beperkingen gesteld mogen worden:

- de waterdiepte mag beperkt worden tot ca. tweemaal de diepgang van de beproefde scheepsmodellen;
- de mogelijkheid tot hoge scheepssnelheden dient niet voorzien te worden.

De installatie moet alleszins volgende mogelijkheden bieden:

- Studie van manoeuvreerbaarheid van schepen, meer bepaald met het oog op de experimentele bepaling van de getalwaarden van de hydrodynamische coëfficiënten, nodig voor de goede werking van het mathematische model van de scheepsmanoeuvresimulator, met inbegrip van volgende effecten:
 - invloed van geringe kielspelingen;

- invloed van de aanwezigheid van sliblagen op de bodem;
- invloed van de laterale beperkingen van de vaargeul (oevereffecten);
- manoeuvreerbaarheid bij lage scheepssnelheid (zowel voor- als achterwaarts).

- Studie van de verticale bewegingen van een schip (stampen, dompen, rollen) onder invloed van golven en deining, en zulks eveneens in ondiep water.

Hierbij mag in eerste instantie de nadruk gelegd worden op de manoeuvreerbaarheid, zonder daarom de andere aspecten uit het oog te verliezen.

4.2. Opvatting, inplanting en hoofdkarakteristieken van de proefopstelling

4.2.1. Algemene opvatting

Een installatie die uit zuiver wetenschappelijk oogpunt aan hogervermelde vereisten moet voldoen, bestaat bij voorkeur uit een wijde, ondiepe manoeuvre- en zeegangstank voorzien van:

- een langswagen (x_0), een dwarswagen (y_0) en een draaitafel (ψ), waarvan het bereik zowat de ganse tankoppervlakte beslaat;
- golfschotten aan twee zijden van de tank, in staat een directioneel golfspektrum op te wekken.

Op deze wijze kan men zowel gedwongen manoeuvreproeven als proeven met vrijvarende scheepsmodellen uitvoeren, en kunnen scheepsbewegingen in ondiep water onder invloed van golven uit een willekeurige invalshoek bestudeerd worden.

De bouw van een dergelijke tank zou echter zowat een volledige hal (Hal III of IV, zie fig. 27) van het WLB in beslag nemen. Verder zouden belangrijke funderingswerken noodzakelijk zijn, wat de al niet geringe kostprijs van zulk een proefopstelling nog zou opdrijven. Gezien de financiële en organisatorische aspecten werd deze oplossing dan ook niet haalbaar geacht, alhoewel zij uit zuiver wetenschappelijk oogpunt absoluut verdedigbaar is.

Een installatie waarvan de implicaties minder verstrekkend zouden zijn, en die toch voldoet aan de vooropgestelde vereisten, kan bestaan uit een sleepkanaal, voorzien van een sleepwagen met planar motion mechanism. Met een dergelijke opstelling vervalt de mogelijkheid tot het uitvoeren van vrijvarende manoeuvreproeven; voor de bepaling van manoeuvreercoëfficiënten als input voor een simulator zijn dergelijke proeven echter niet van rechtstreeks

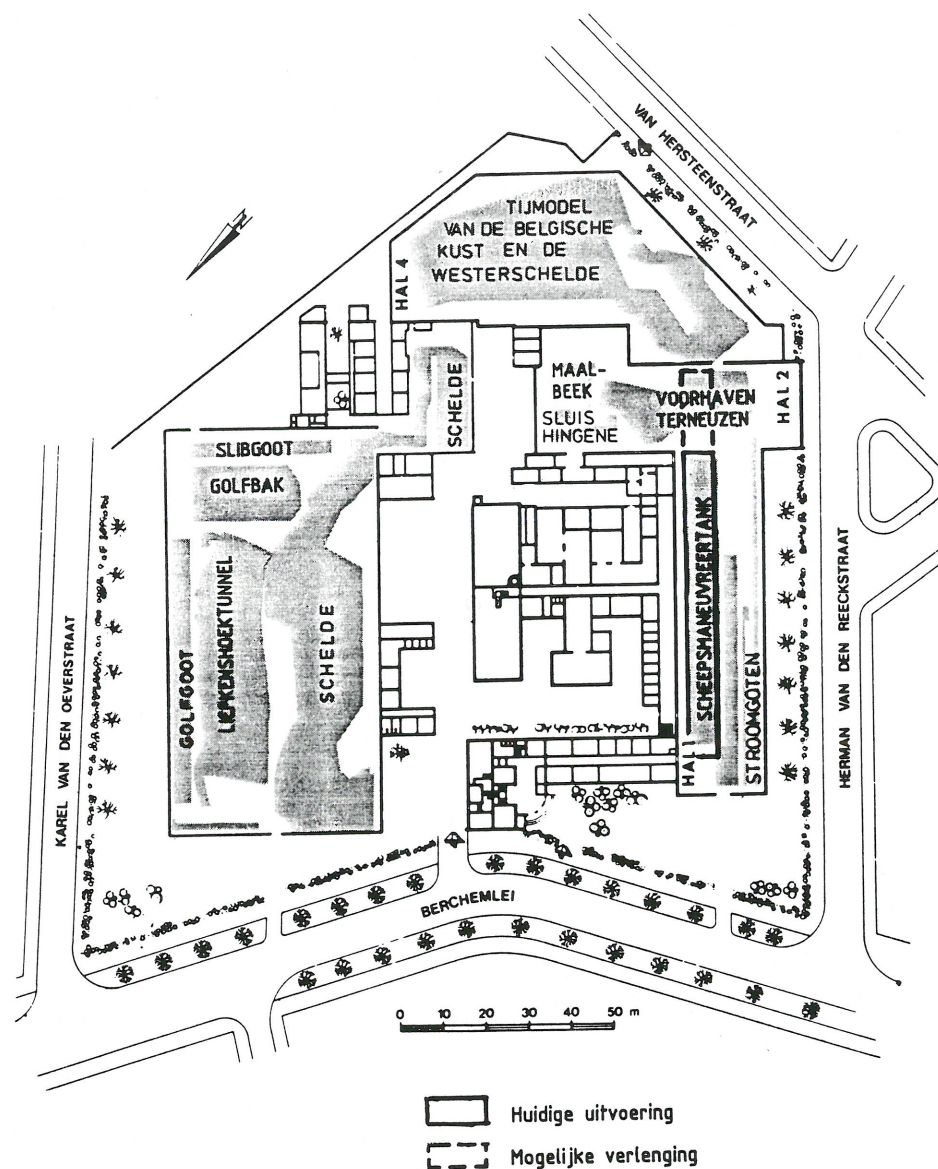


Fig. 27. — Inplanting van de scheepsmaneuvreertank in het Waterbouwkundig Laboratorium te Borgerhout.

belang. Anderzijds leent een kanaalvorm zich vaak beter tot het onderzoek van oevereffecten. Op het gebied van zeegangproeven worden de mogelijkheden echter enigszins beperkt: de responsie van varende schepen onder invloed van dwarsaankomende golven kan moeilijk of niet bestudeerd worden.

4.2.2. Inplanting en hoofdafmetingen

Hal I leek de meest geschikte plaats voor de inplanting van een dergelijk sleepkanaal: een tank van ca. 70 m × 7 m kon aldaar zonder al te zware ingrepen aan bestaande installaties ingeplant worden. De lengte kan in de toekomst desgewenst nog uitgebreid worden tot ca. 88 m (zie fig. 27). De vraag

rees of deze beschikbare ruimte volstaat voor de vooropgestelde proefopstelling.

In vergelijking met bestaande sleeptanks is een lengte van 70 m vrij bescheiden. Nu is een dergelijke vergelijking niet echt relevant: het merendeel der sleeptanks is ontworpen met de bepaling van weerstandskrommen als hoofddoel; de lengte moet in dat geval voldoende groot zijn om bij maximumsnelheid een regimetoestand te bekomen tijdens een voldoende lange tijdspanne. Daar het merendeel der proeven bij zeer lage snelheid (< 0.5 m/s model) uitgevoerd zal worden, stelt dit probleem zich niet zo scherp. Wat harmonische proeven betreft, komt men met een nuttige tanklengte van 50 m en een dimensioneloze oscillatiefrekwentie $\Omega' = 1$ tot 3 (zie para-

graaf 3.3.3.7) tot 2 à 6 cycli. De kanaallengte van 70 m is bijgevolg aanvaardbaar, maar een verlenging tot 88 m zou geen overbodige luxe zijn.

Wat de kanaalbreedte betreft heeft een vergelijking met bestaande sleeptanks evenmin veel zin: een diepwatersleeptank voor de bepaling van de scheepsweerstand dient immers niet extreem breed te zijn, terwijl dit voor manoevertanks wel vereist is. Het bereik van verzet- en giersnelheden is echter eerder afhankelijk van de maximale amplitude y_{0A} van de zijdelingse verplaatsing. Van Leeuwen [10] stelt als vuistregel dat de baanbreedte (dubbele amplitude) van een schip tijdens PMM-proeven maximaal de helft van de tankbreedte mag bedragen. Met gebruikelijke waarden van Ω' blijkt het bereik voor de snelheden en versnellingen in het horizontale vlak voldoende ruim te zijn, voor zover dergelijke grote bewegingsamplituden mechanisch verwezenlijkt kunnen worden.

Zoals reeds vermeld mag de waterdiepte h gezien de aard van de problematiek beperkt blijven. $T < h < 2T$ lijkt een redelijk bereik; met de diepgang van de huidige modellen (0.15 tot 0.20 m) komt dit neer op een regeling tussen 0.15 en 0.40 m. De hoogte van de tankwanden kan in dat geval beperkt worden tot 0.60 m.

4.2.3. Opvatting en bereik van het Planar Motion Mechanism

De noodzaak te beschikken over een PMM met groot amplitudebereik werd reeds aangetoond. Men heeft nu nog een principiële keuze te maken tussen een PMM van de tweede of van de derde generatie.

Een tweede-generatie-PMM wordt gekenmerkt door een complexe mechanische constructie, maar kan op een eenvoudige wijze aangedreven en gestuurd worden. Anderzijds kunnen enkel harmoni-

sche bewegingen gegenereerd worden, en dit met een amplitudebereik van maximaal ca. 0.75 m.

Bij een mechanisme van de derde generatie zijn alle vrijheidsgraden van beweging mechanisch ontkoppeld. Elk bewegingsmechanisme op zich kan eenvoudiger uitgevoerd worden, maar aan de sturing van de deelmechanismen dienen hoge eisen gesteld te worden. De synchronisatie tussen de modi onderling wordt nu immers niet meer mechanisch geregeld.

Er werd gekozen voor een computergestuurd mechanisme van de derde generatie. Een onafhankelijke sturing van verzet- en gierbeweging biedt immers tal van mogelijkheden die hun toepassing vinden in problemen waarmee het WLB geconfronteerd wordt. Zo kan de invloed van oevers en kaaimuren experimenteel nagetrokken worden; in het bijzonder kunnen de krachten bepaald worden inwerkend op schepen die parallel met een oever of kaaimuur varen, of deze onder een welbepaalde hoek of dwarsscheeps naderen.

Het bereik der verplaatsingen werd zo groot mogelijk gekozen: voor de zijdelingse beweging betekent dit dat, binnen de grenzen opgelegd door beperkingen van constructieve aard, de kanaalbreedte optimaal benut moet worden; het bereik van de giertafel bedraagt bij voorkeur 360° .

Een bijkomende bewegingsmodus volgens de langs-as van het kanaal (cf. δx -wagen) werd wenselijk geacht om de mogelijkheid tot het uitvoeren van gierbewegingen met grote amplitude niet uit te sluiten. De voorkeur werd echter gegeven aan een variabele snelheidsregeling van de hoofdwagen, wat gezien de grootte-orde van snelheden en versnellingen en de vrij beperkte massa (eerste schatting ca. 10 ton) mogelijk moet zijn.

Het vooropgestelde bereik van snelheden en versnellingen is samengevat in Tabel 1. De voorwaartse snelheid werd op 2 m/s gekozen om de kruissnelheid van scheepsmodellen met een lengte van ca. 4 m

TABEL 1 — Bereik van verplaatsingen, snelheden en versnellingen

	positie		snelheid		versnelling
	minimum	maximum	minimum	maximum	maximum
x	0.000 m	75.900 m	0.050 m/s	2.000 m/s	0.40 m/s ²
y	— 2.550 m	2.550 m	0.000 m/s	1.300 m/s	0.70 m/s ²
ψ	— 180.00 °	180.00 °	0.000 °/s	16.000 °/s	8.00 °/s ²

zonder problemen te kunnen halen; met de voorgeschreven versnelling van de sleepwagen bedraagt de lengte van aan- en uitloopzone maximaal elk 5 m. De snelheden en versnellingen van dwarswag en giertafel volstaan om met de uit overwegingen van tankresonantie maximale frekwentie ($\Omega = 0.52$ rad/s) harmonische bewegingen te genereren met baanbreedte 5 m.

In vergelijking met het vermoedelijke toepassingsgebied zijn de vooropgestelde waarden aan de hoge kant; het is echter wenselijk de mogelijkheden van de installatie niet al te zeer te beperken. Overigens zijn de prestaties van de opstelling in vergelijking met gevestigde sleeptanks vrij bescheiden.

4.3. Vereiste nauwkeurigheden

Bij het ontwerp van een dergelijk mechanisme rijst de vraag welke nauwkeurigheden vereist zijn voor de afwerking van de mechanische onderdelen en de sturing van de verscheidene vrijheidsgraden. De opvatting en kostprijs van de installatie wordt immers zeer sterk beïnvloed door dergelijke toleranties.

Men zou zich hiervoor kunnen baseren op de beschrijvingen van experimentele opstellingen die in de literatuur te vinden zijn. Echter zijn gegevens dienaangaande niet alleen vrij schaars, maar bovendien dient men het nodige voorbehoud te maken indien men deze data wil toepassen op de geplande installatie.

De meeste gepubliceerde gegevens hebben immers betrekking op sleeptanks die ontworpen zijn voor de uitvoering van weerstands- en propulsieproeven. De vraag rijst echter of de zeer strenge eisen die aan de geleiding en snelheidsregeling van sleepwag en gesteld worden, eveneens vereist zijn voor de uitvoering van gedwongen manoeuvreerproeven. Beide

types van proeven zijn immers zeer moeilijk met elkaar te vergelijken: enerzijds zijn de krachten die bij manoeuvreerproeven optreden aanzienlijk groter dan het geval is bij weerstandsproeven; anderzijds dient men rekening te houden met het dynamische karakter van PMM-proeven, waardoor de hydrodynamische coëfficiënten slechts na harmonische analyse van de opgemeten kracht bepaald kunnen worden.

Verder kunnen normen die gesteld worden aan bestaande faciliteiten niet zonder meer overgenomen worden voor het opstellen van specificaties voor de geplande installatie, gezien het zeer specifieke toepassingsgebied dat hiervoor voorzien is (lage snelheden, vrij extreme manoeuvres).

De toelaatbare afwijkingen voor de scheepsmanoevreertank van het WLB werden opgesteld op basis van een studie van de invloed van sturingsfouten op de uiteindelijke resultaten van gedwongen manoeuvreerproeven [12]. De voorgeschreven toleranties zijn samengevat in Tabel 2; met deze nauwkeurigheid kan worden verwacht dat de relatieve fout die elk van de afwijkingen op de vier grootste lineaire hydrodynamische afgeleiden ($Y_v, Y_{\dot{v}}, N_r, N_{\dot{r}}$) kan teweegbrengen, mits een oordeelkundige keuze van de proefparameters nooit meer dan 1% bedraagt.

4.4. Algemene beschrijving (fig. 28)

Het kanaal is samengesteld uit drie moten in gewapend beton, verbonden door voegbanden. De aanwezigheid van waterreservoirs onder de hal maakte voorafgaande funderingswerken overbodig.

Bij het ontwerp werd als maximale zetting in een willekeurig punt van de bodemplaat bij het voorbijrijden van de wagen een waarde van 0.5 mm vooropgesteld.

TABEL 2 — Toelaatbare afwijkingen op de sturing

	positie		snelheid	
	t.o.v. ingestelde amplitude	absoluut minimum	t.o.v. ingestelde amplitude	absoluut minimum
langsbeweging		1.5 mm	0.25 %	0.5 mm/s
dwarsbeweging amplitude = 350 mm > 350 mm	0.36 %	1.3 mm	3.3 %	1.7 mm/s
	0.67 %		3.0 %	
rotatie amplitude = 15° > 15°	0.2 %	0.03°	3.0 %	0.08 °/s
	0.67 %		3.0 %	

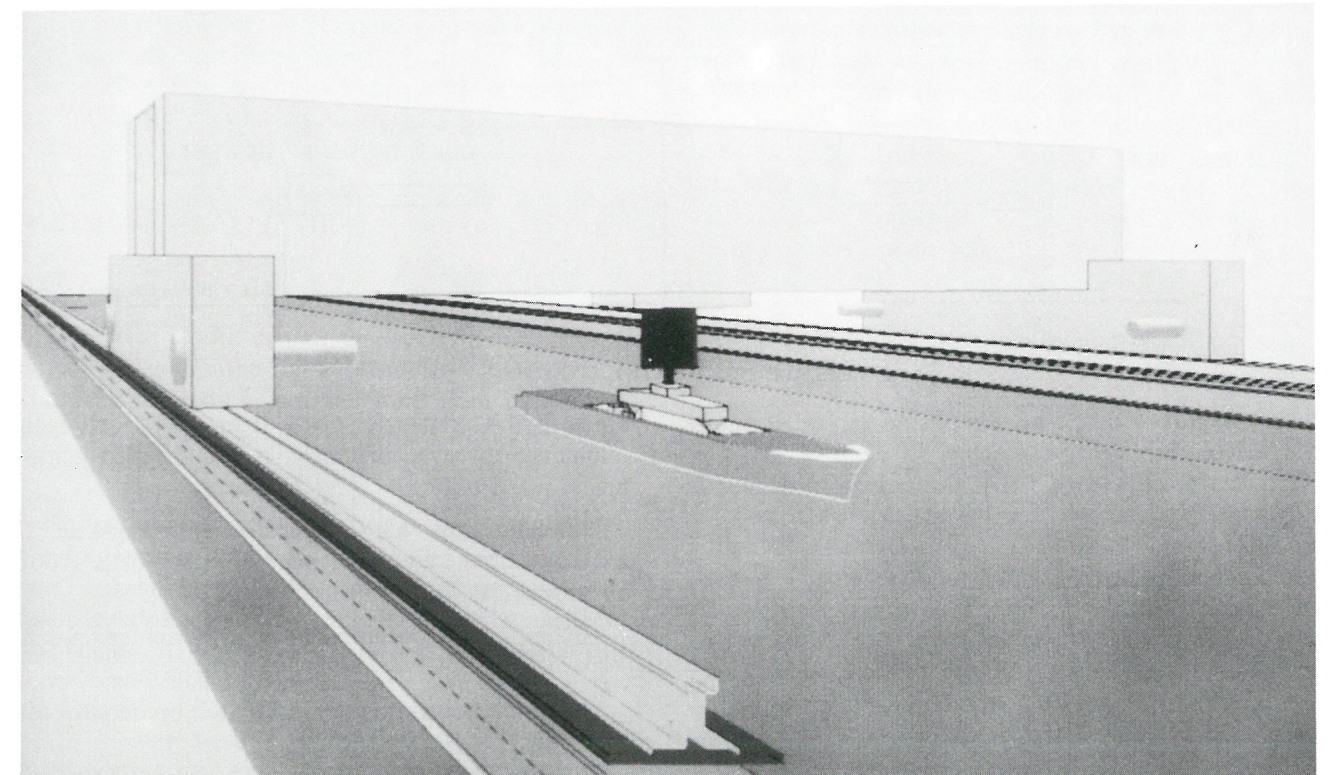


Fig. 28. — Scheepsmanoevreertank WLB: algemeen zicht.

De bodem van het kanaal dient geëgaliseerd te worden met een nauwkeurigheid van ± 1 mm. Bij proeven in ondiep water is de vlakheid van de bodem immers van zeer groot belang.

De loop- en geleidingsrails van de hoofdwagen zijn spoorwegrails waarvan het bovenvlak en in het geval van de geleidingsrail ook beide zijanten werden vlakgefreesd en nabewerkt. De rails worden opgelegd op in hoogte verstelbare steunplaten en vastgezet met railklemmen en dwarsregelbouten. De steunplaten zijn gemonteerd op tapbouten, die vast verbonden zijn aan de bovenflens van een op de zijmuren gemonteerd I-profiel. Een beperkte relatieve verplaatsing tussen beton en profiel (bijvoorbeeld tengevolge van temperatuurschommelingen) is mogelijk.

De hoofdwagen wordt opgevat als een rechthoekig frame, opgebouwd uit twee wielbalken, die verbonden zijn door middel van twee kokerliggers. Tussen deze dwarsbalken wordt de geleiding van de dwarswagen bevestigd, die op zijn beurt de giertafel draagt.

Niet de sterkte, maar wel de stijfheid van de constructie is bepalend voor het ontwerp. De totale verticale doorbuiging onder invloed van het gewicht van dwarswag en, draaitafel en PMM-verbindingsbalk („beam”) mag maximaal 1 mm mag bedragen.

Andere krachten (traagheidskrachten, krachten uitgeoefend door het scheepsmodel) mogen een maximale doorbuiging van 0.1 mm en een maximale hoekafwijking van de rotatieas van 0.02 mm/m teweegbrengen; de relative verplaatsing van de dwarsbalken in langsrichting mag een waarde van 0.2 mm niet overschrijden. Verder mag geen enkele eigenfrekwentie lager dan 30 Hz bedragen.

De aandrijving van de sleepwagen geschiedt door vier loopwielen, aangedreven door een servomotor-reduktoreenheid die rechtstreeks met de as van het loopwiel gekoppeld is. De meting van de langsverplaatsing geschiedt met behulp van een afzonderlijk meetwiel.

De aandrijving van de dwarswagen geschiedt met behulp van een combinatie tandheugel-rondsel. Het rondsel wordt via een planetaire reductiekast aangedreven door een servomotor. Op dezelfde heugel grijpt een tweede rondsel in, voorzien van rem en encoder.

De uitgaande verticale rotatieas van het mechanisme is opgenomen in een trommel, die voorzien is van een tandkroon, waarop een rondsel ingrijpt. Het rondsel wordt door een servomotor aangedreven via een reductiekast gekenmerkt door een spelingsarme uitvoering, een hoge torsiestijfheid en een grote

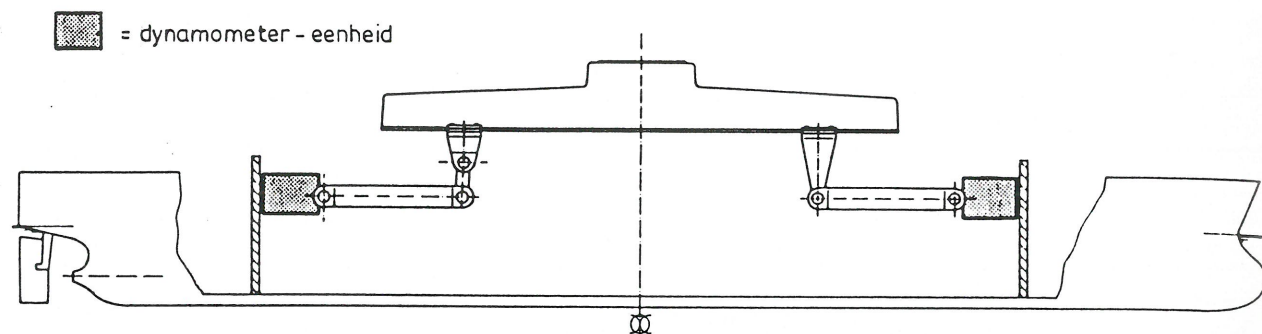


Fig. 29. — Scheepsmaneuveertank WLB: verbinding PMM-scheepsmodel.

overbrengingsverhouding. De positie van de draaitafel wordt rechtstreeks gemeten op de trommel. De vertikale positie van de rotatieas kan met de hand ingesteld worden over een hoogte van 400 mm.

Met behulp van een flensring wordt een *verbindingbalk* („beam”) aan de vertikale uitgaande rotatieas van het PMM bevestigd. Deze balk wordt met het scheepsmodel verbonden door middel van een mechanisme dat de vertikale domp- en stampbewegingen niet belemmert, maar een stijve verbinding vormt volgens de vier andere bewegingsmodi. Dit mechanisme is uitgevoerd als een vijfzijde (twee vrijheidsgraden), zie figuur 29.

De twee bevestigingsposten zijn voorzien van *dynamometers* die de langskracht X en de dwarskracht Y meten. Ook het rolmoment kan in principe gemeten worden.

Op de hoofdwagen wordt een uit één of meerdere (onderling gekoppelde) ordinatoren opgebouwde eenheid opgesteld, die zal instaan voor *sturing en bemonstering*.

Qua sturing wordt van deze eenheid het volgende verwacht:

- de sturing van de drie vrijheidsgraden van het mechanisme (x_0, y_0, ψ): de deelmechanismen dienen in staat te zijn een voorgeschreven beweging uit te voeren in functie van de tijd;
- de verwezenlijking van (minimaal) drie analoge signalen voor de sturing van de mechanismen waarvan het scheepsmodel voorzien is (o.m. roer, schroef);
- de verwezenlijking van acht digitale signalen voor de sturing van hulpapparatuur.

Wat de behandeling van de meetsignalen betreft, moet de eenheid in staat zijn met een instelbare samplefrequentie (max. 40 Hz) achtereenvolgens 24 analoge signalen te bemonsteren en onder digitale

vorm (12 bit conversie) op te slaan. Bij gedwongen manoeuvreerproeven dienen volgende signalen gemeten te worden:

- krachten op het scheepsmodel (langskracht, dwarskracht en rolmoment op meetposten voor en achter);
- inzinking van meetposten voor en achter (squat, trim);
- krachten (stuwkracht en askoppel) op de schroefassen;
- werkelijke waarden van de ingestelde grootheden (beweging van de drie vrijheidsgraden, schroeftoerental, roerhoek).

4.5. Huidige stand van zaken

De stand van zaken eind oktober 1989 ziet er als volgt uit:

- Betonconstructie en rolbaan zijn reeds over 70 m afgewerkt; een verlenging van de sleeptank tot 88 m wordt voorbereid.
- De aanbestedingsprocedure voor levering van de sleepwagen met PMM (inclusief sturing) is aan de gang.
- De verbindingbalk en het mechanisme dat de vertikale beweging van het scheepsmodel moet toelaten, is afgewerkt.

4.6. Betrokken diensten

Volgende diensten van het Ministerie van Openbare Werken zijn betrokken bij het ontwerp en de verwezenlijking van de proefopstelling in het Waterbouwkundig Laboratorium te Borgerhout:

- de Dienst der Kust;
- het Bestuur voor Elektriciteit en Elektromechanica;
- het Bruggenbureau;
- de Regie der Gebouwen.

De voorstudie en opstelling van de hoofdkenmerken van de installatie werd uitgevoerd door de Dienst voor Scheepsbouwkunde van de Rijksuniversiteit Gent, die eveneens nauw betrokken is in het ontwerp en de opvolging der werkzaamheden.

5. EERSTE REALISATIES

5.1. Toegang Delwaidedok

De eerste studie die op de scheepsmaneuversimulator werd uitgevoerd was een ontwerpstudie voor de verbreding van het kanaaldok B2 in de haven van Antwerpen ter hoogte van het Delwaidedok (fig. 4).

In het oorspronkelijke ontwerp van de havenuitbreiding waren er twee dokken op de oostelijke oever van het kanaaldok voorzien, telkens tegenover de insteeddokken op de westelijke oever. Wegens de noodzaak om voor een rendabele exploitatie van containerterminals over diepere haventerreinen te beschikken dan in de zestiger jaren kon voorzien worden, werd slechts één dok gebouwd, halverwege de twee geplande dokken.

Het invaren en uitvaren van het Delwaidedok met grote containerschepen en ertsschepen geeft meer dan eens aanleiding tot schadevaring en stranding op de tegenoverliggende oever. Sinds de indienststelling van de Berendrechtsluis doen gedeeltelijk geladen massagoedschepen van 250 000 ton met een lengte van circa 330 m, een breedte van 53 m en een diepgang van 45 voet de haven aan.

Een verruiming van het kanaaldok dringt zich dus op, maar gezien de steigers in de insteeddokken kon hoogstens een verbreding aan de waterlijn van 90 m gerealiseerd worden tussen de twee insteeddokken, zoals getoond in figuur 4.

Het simulatoronderzoek was er op gericht te testen of deze verbreding voldoende groot was om met een schip met de maten van de „Main Ore” (335 m $\times$ 52 m) geladen tot 45 voet diepgang, of in ballast met 32 voet diepgang bij winden van 6 Beaufort uit ZW, NW en uit het oosten de zwaaimanoeuvres uit te voeren.

Bij de opvaart werd het geladen schip ofwel vooruit het Delwaidedok ingevaren, ofwel werd er eerst gezwaaid (zoals in fig. 4), om het schip achteruit het dok binnen te brengen. Het schip in ballast werd bij de afvaart dan ook achteruit tot in het kanaaldok gevaren, waar ze gezwaaid werd, of vooruit uit het Delwaidedok gevaren (zie foto fig. 1).

De resultaten van het onderzoek gaven aan dat de verbreding voldoet, zoals getoond wordt bij de statistische extrapolatie van de benodigde vaarbaanbreedte (fig. 5). Evenwel werd vastgesteld dat steeds de maximale trekkracht van de vier sleepboten (22 ton) gebruikt diende te worden, tengevolge van de zeer grote windkrachten. Bij 12 m/s is de windbelasting dwars op dit schip 45 tonf voor het geladen schip en 68 tonf voor het schip in ballast.

Een van de havenloodsen die bij het onderzoek betrokken was, heeft de „Main Ore” bij zijn eerste reis naar Antwerpen van de sluis naar de ligplaats gebracht, en getuigde van de goede gelijkenis tussen het gedrag van het gesimuleerde schip en het werkelijke schip.

5.2. Doorsteek Amerikadok-Albertdok

In verband met de rendabiliteit van de renovatie van het oude deel van de Antwerpse haven is het noodzakelijk dat panamaxschepen met een lengte van 230 m tot 260 m bij een diepgang van 40 voet het Albertdok kunnen bereiken, via het Hansadok, Vijfde Havendok en Amerikadok (zie fig. 30). Buiten de nodige baggerwerken moet ook de doorgang tussen Amerikadok en Albertdok worden aangepast om het zwaaien van zulke schepen toe te laten.

Op de simulator diende het ontwerp van deze verbreding op zijn nautische verdiensten getest. Tevens moest nagegaan worden of de doorvaart met deze massagoedschepen door de Noordkasteelbruggen (doorvaartopening 50 m) mogelijk is bij de ontwerpconditie, waarbij een zuidwestenwind van 5 Beaufort heerst.

Dit onderzoek werd in meerdere fasen uitgevoerd, waarbij aan de doorsteek tussen de twee dokken enkele aanpassingen werden uitgevoerd, waardoor de doorsteek tevens geschikt werd voor de doorvaart van schepen van 260 m lengte en 38,3 m breedte. In de doorsteek kan men zulke schepen in ballast 180 graden zwaaien.

Ook de zwaairom in het Amerikadok vóór de Noordkasteelbruggen werd bij het uitvoeren van de proefvaarten verbreed, om bij windkracht 5 de afvaart in ballast mogelijk te maken van panamaxschepen van 230 m lengte. Deze doorvaart stelt immers problemen omwille van de excentrische ligging van de brugopening ten opzichte van de as van het Amerikadok. Daardoor moet het schip bij afvaart eerst naar stuurboord verzet worden, alvorens de brug te naderen. Bij opvaart moet men in de huidige toestand afremmen in de brug, om niet op

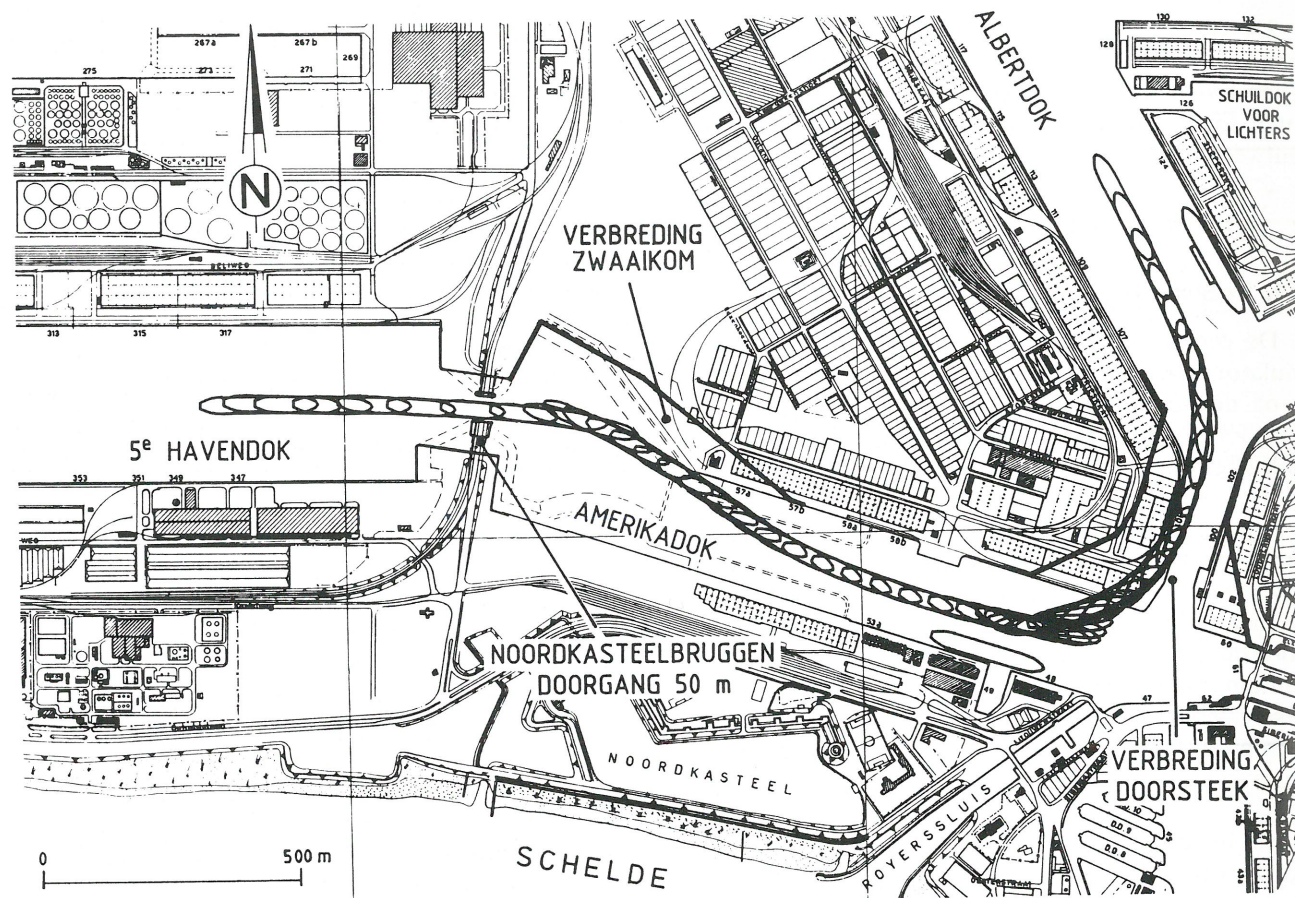


Fig. 30

de oever te varen. Bij de verbreding van de zwaai-kom kan het achteruitslaan uitgesteld worden, zodat het manoeuvr veiliger verloopt.

De wind is in dit alles een belangrijke storende factor, die vooral bij schepen in ballast invloed heeft. Bij 4 Bf immers is de afvaart zonder problemen, en de opvaart is ook minder moeilijk bij 5 Bf dan de afvaart.

Langs het Amerikadok staan een aantal hoge silogebouwen. Daarom werd het windveld over het Amerikadok ingemeten aan de hand van modelproeven over het stromingsgoot op een houten schaalmodel, bij voldoende waterdiepte en turbulentiegraad.

5.3. Vooruitzichten

De eerstvolgende studies op de simulator betreffen het ontwerp van de Kluizendokken op het kanaal Gent-Terneuzen, de tweede containerterminal op de Schelde benoorden Zandvlietluis en de toegang tot de Sluis te Hingene. In een later stadium moet gedacht worden aan de vaart van en naar de vernieuwde Royerssluis.

Sommige studies, zoals het ontwerp van de doortocht te Kortrijk voor schepen van 1350 ton, de schadevaringen in de havengeul te Nieuwpoort met zandschepen, scheepsbrug te Strépy-Thieu, sluis van Hensies en anderen vereisen het bepalen van de hydrodynamische scheepscoefficienten voor het schip in de gegeven waterdiepte of bij de beperkte breedte van de vaarweg. Daarvoor dient gewacht op het in dienst stellen van de sleeptank.

Het verstrekken van opleiding is niet het eerste doel van de simulator. Maar gezien de lange voorbereidingsperiodes tussen de eigenlijke proefvaarten zou training de benuttingsgraad en dus de rentabiliteit van de simulator merklijk kunnen verhogen.

GERAADPLEEGDE WERKEN

1. ABKOWITZ, M.A.: Lectures on ship hydrodynamics — Steering and manoeuvrability. Hydro- og Aerodynamisk Laboratorium, Report No. Hy-5. Lyngby, May 1964.
2. NORRIN, N.H.: Theory and observations on the use of a mathematical model for ship manoeuvring in deep and confined waters. Proceedings of the Eighth Symposium on Naval Hydrodynamics. Pasadena, 1970. Meddelanden från Statens Skeppsprovingsanstalt, Nr. 68. Göteborg, 1971.

3. OLTMAN, P., SHARMA, S.D.: Simulation of combined engine and rudder maneuvers using an improved model of hull-propeller-rudder interactions. Proceedings of the 15th Symposium on Naval Hydrodynamics, pp. 83-108. Hamburg, 1984.
4. STRATING, J., KOEMAN, J.W.: Dimensioning of access channels; techniques and research means. PATO, Orgaan voor postacademisch onderwijs in de technische wetenschappen, Sectie civiele techniek en geodesie. Delft, 1985.
5. CLARKE, D., GEDLING, P., HINE, G.: The application of manoeuvring criteria in hull design using linear theory. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, Volume 125, pp. 45-68. 1982.
6. Report of the Manoeuvrability Committee. Proceedings of the 17th International Towing Tank Conference, Vol. I, p. 399-456. Göteborg, 1984.
7. VAN LEEUWEN, G.: The lateral damping and added mass of an oscillating shipmodel. Shipbuilding Laboratory, Technological University Delft, Publication No. 23. Delft, July 1964.
8. VAN LEEUWEN, G.: Enkele problemen bij het ontwerpen van een horizontale oscillator. Laboratorium voor Scheepsbouwkunde, Technische Hogeschool Delft, Rapport No. 225. Delft, januari 1969.
9. CHISLETT, M.S., WAGNER SMITT, L.: A brief description of the HyA large amplitude PMM system. Hydro- og Aerodynamisk Laboratorium, Report No. Hy-16. Lyngby, April 1973.
10. GOODMAN, A., GERTLER, M., KOHL, R.: Experimental techniques and methods of analysis used at Hydronautics for surface-ship maneuvering predictions — Unsteady hydrodynamics of marine vehicles, London, 1976, pp. 55-113. Mechanical Engineering Publications Limited, London/New York, 1977.
11. GRIM, O., OLTMAN, P., SHARMA, S.D., WOLFF, K.: CPMC — A novel facility for planar motion testing of ship models. Eleventh Symposium on Naval Hydrodynamics — Unsteady hydrodynamics of marine vehicles, London, 1976, pp. 115-132. Mechanical Engineering Publications Limited, London/New York, 1977.
12. VANTORRE, M.: On the influence of the accuracy of planar motion mechanisms on results of captive manoeuvring tests. 17th Session of the Scientific and Methodological Seminar on Ship Hydrodynamics, Proceedings, Volume 1, pp. 28.1-28.8. Varna, October 1988.

Lijst der symbolen

B	breedte van het schip (m)
c	aantal cycli bij PMM proeven (—)
C_B	blokkoefficient van de scheepsrump (—)
dt	tijdstap (s)
du	toename voorwaartse snelheid (m/s)
f, f_{diep}, f_{conf}	symbolische voorstelling voor een functie
h	waterdiepte (m)
I_p	traagheidsmoment schroef en schroefas (kgm^2)
I_{zz}	traagheidsmoment schip rond verticale as door oorsprong (kgm^2)
L	lengte van het schip (m)
m	massa van het schip (kg)
n	toerental van de schroef (omwentelingen/s)

$\dot{n}$	versnelling toerental schroef (omwentelingen/ s^2)
N	in de scheepsbouwkunde is N de notatie voor het gierrmoment (Nm)
Q_E	koppel van de motor op de uitgaande flens (Nm)
q_F	brandstoftoevoer
Q_P	koppel nodig om schroef rond te draaien (Nm)
r	$\left(= \dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt} \right)$ giersnelheid (rad/s)
$\dot{r}$	$\left(= \frac{dr}{dt} \right)$ giersversnelling (rad/s^2)
R	kromtestraal van de baan van het schip (m)
t	de tijd (s)
T	gemiddelde diepgang van het schip (m)
u	langsscheepse component van de scheepssnelheid (m/s)
$\dot{u}$	$\left(= \frac{du}{dt} \right)$ langsscheepse component versnelling (m/s^2)
V	snelheid van het schip (m/s)
v	dwarsscheepse component van de scheepssnelheid (m/s)
$\dot{v}$	$\left(= \frac{dv}{dt} \right)$ dwarsscheepse component versnelling (m/s^2)
x_0, y_0	coördinaten in wereldvast assenstelsel
x_{OG}, y_{OG}	ligging van het zwaartepunt van het schip in het wereldvast assenstelsel
x, y	coördinaten in scheepsvast assenstelsel
x_G, y_G	ligging van het zwaartepunt van het schip in het scheepsvast assenstelsel
x_{prop}	abscis van de schroef (negatief) (m)
x_{roer}	abscis drukpunt roer (negatief) (m)
X	langsscheepse component van de kracht op het schip (N)
Y	dwarze component van de kracht op het schip (N)
$X_{uu}, X_{vr}, \dots, Y_{\dot{u}}, Y_{\dot{v}}, \dots$	etc. zijn hydrodynamische coëfficiënten, de subscripten geven de vorm van de term aan waarin de coëfficiënten gebruikt worden
β	drifthoek ($^\circ$), per definitie $= -\arctan \frac{u}{v}$. Hoek tussen de snelheids-
δ	vector V en de langsas van het schip x roerhoek ($^\circ$), positief bij bakboord roeruitslag

ε fasehoek (rad)
 ψ koershoek ($^{\circ}$), positief van de x_0 -as naar de y_0 -as. Hoek tussen x_0 -as wereldvast assenstelsel en langsas schip
 Ω PMM beproevingsfrequentie (rad/s)

De andere subscripten hebben volgende betekenis:

B met betrekking tot de boeg
 S (stern) met betrekking tot het hek

A met betrekking tot de amplitude
 romp met betrekking tot de romp
 prop met betrekking tot de schroef
 roer met betrekking tot het roer
 tank met betrekking tot de sleeptank
 wind kracht (moment) veroorzaakt door de wind
 golf kracht (moment) veroorzaakt door de golven
 slpb kracht (moment) veroorzaakt door de sleepbootassistentie

CIB-CONGRES 89 – PARIS 19-23 JUIN 1989

par

H. MOTTEU, ir.

Délégué général du CSTC

Ph. GOSSELIN, ir.

Chef de division au CSTC

VERSLAG – RAPPORT

1. INTRODUCTION

Le XI^e Congrès du CIB(*) s'est déroulé à Paris au Centre International de la Villette, bâtiment imposant qui abrite la nouvelle Cité des Sciences et de l'Industrie, d'une présentation à la fois dynamique et didactique pour un nombreux public de visiteurs, en majorité des jeunes.

Il est de tradition que le Congrès triennal du CIB se déroule dans le pays du président du CIB, cette fois-ci donc en France, à l'invitation de Pierre Chemillier, qui dirige le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB).

Le Congrès de Paris rassemblait plus de 600 participants, de tous les pays d'Europe et d'autres continents (surtout asiatiques et américains du nord).

2. «LA QUALITÉ POUR LES USAGERS DES BÂTIMENTS À TRAVERS LE MONDE», tel était le titre du Congrès, dont le programme se divisait en 3 grands thèmes, eux-mêmes répartis en sous-thèmes, à savoir:

1° *Le confort d'usage*: l'architecture, l'organisation des espaces, l'économie d'énergie, le confort thermique en pays chauds, la ventilation pour le confort et la santé, lumière et acoustique, équipements de confort, la domotique (les bâtiments intelligents);

2° *La durée de vie*: évaluation de la durée de vie, la pathologie, la durabilité des bétons, l'eau et la durabilité, les nouveaux matériaux;

3° *Construire la qualité*: concepts généraux, la gestion de la qualité, la qualité dans les pays en développement, l'informatisation de la conception (CAD, Systèmes-experts), la robotique.

En outre, deux tables rondes (avec débat public) étaient consacrées:

— à l'information et sa gestion automatisée,

— aux tendances techniques du bâtiment dans le monde.

Plus de 300 papiers (ou articles) de spécialistes éminents ont été présentés ou en tout cas sont rassemblés dans 3 volumes de «Proceedings» totalisant près de 1.800 pages(*).

Il serait évidemment vain de vouloir présenter ici un compte rendu fidèle de cette masse importante de données scientifiques et techniques. Aussi avons-nous sélectionné certaines informations particulières se rapportant aux 3 thèmes du Congrès, ainsi qu'aux grandes tendances techniques dans le bâtiment.

(*) Rappelons que le CIB — *Conseil International du Bâtiment pour la Recherche et la Documentation* — dont la siège est à Rotterdam, regroupe dans le monde entier (70 pays y sont représentés) des instituts de recherches, des autorités publiques, des bureaux d'études, des bureaux de contrôle, des économistes, etc... Les études du CIB sont menées par une quarantaine de Groupes de travail (Working Groups) dans les domaines aussi variés que les structures en bois, les maçonneries, le feu, la thermique, l'acoustique, les transferts d'humidité, la documentation, les performances, l'organisation, la CAD, la pathologie, les responsabilités en construction, les bâtiments pour handicapés, l'Assurance de qualité, les équipements sanitaires, etc...

Des ingénieurs du CSTC sont membres de plusieurs de ces groupes de travail.

(*) Documents pouvant être consultés à la bibliothèque du CSTC.