

Tentamen weerstand en voortstuwing

Vakcode: mt527

Datum: 28 Okt. 2010

Tijd: 14.00 u

Plaats:

Opmerkingen

1. Noteer uw studienummer en naam op elk blaadje dat u inlevert.
2. Dit tentamen is gesloten boek! Geen aantekeningen of formulebladen toegestaan.
3. Beargumenteer uw antwoorden: Bij berekeningen, zeg even kort wat u gaat doen, en waarom.
4. Let op uw eenheden!
5. Er zijn in het totaal 3 hoofd vragen en voor elke subvraag kunt u het aangegeven (tussen haakjes) aantal punten behalen. Elke hoofdvraag telt voor het eindcijfer in principe even zwaar mee.

Gegeven fysische parameters en omgevingsparameters:

Temperatuur water sleeptank: $T_s = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatuur zeewater: $T_z = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Soortelijke massa water sleeptank: $\rho_s = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Soortelijke massa zeewater: $\rho_z = 1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Versnelling van de zwaartekracht: $g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Dampdruk bij $15 \text{ }^\circ\text{C}$: $p_v = 1706 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

Dampdruk bij $10 \text{ }^\circ\text{C}$: $p_v = 1226 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

Kinematische viscositeit sleeptank water bij $T=15 \text{ }^\circ\text{C}$: $\nu_{fw} = 1.139 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Kinematische viscositeit zeewater bij $T=10 \text{ }^\circ\text{C}$: $\nu_{sw} = 1.354 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

1 Mijl = 1852 m

1 knoop = $1 \frac{\text{mijl}}{\text{uur}}$

Bijlagen: 1 maal diagram met open water karakteristiek B4.70 propeller

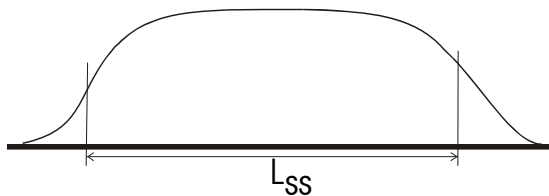
Ik wens u veel succes bij dit tentamen,

prof. Tom van Terwisga

Vraag 1

U bent verantwoordelijk voor het ontwerp van een nieuw containerschip. Door de economische crisis heeft de reder op economische gronden besloten dat de snelheid verlaagd moet kunnen worden van 25 kn naar 10 kn (knopen) en dat alle tussenliggende snelheden gevaren moeten kunnen worden.

Het schip heeft een loodlijn lengte L_{PP} van 198 m. De onderlinge afstand L_{SS} tussen de buigpunten in de KVS (Kromme van Spantoppervlakken) bedraagt ca. 160 m.



Overige gegevens zijn:

Block coefficient $C_B = 0.69$

Breedte $B = 35.10$ m

Nat oppervlak S (zonder appendages) = 8182 m^2 .

De dimensieloze wrijvingsweerstand coefficient C_f wordt gegeven door de ITTC '57 plaatwrijvingslijn:

$$C_f = \frac{0.075}{(\log_{10} Rn - 2)^2}$$

$$\text{waar } C_f = \frac{R_f}{\frac{1}{2} \rho V^2 S}$$

en R_f = vlakke plaat wrijvingsweerstand. Van een empirisch predictieprogramma heeft u geleerd dat voor de vormfactor $1+k$ voor dit schip, 1.15 een representatieve waarde is.

- Wat is de hoogste en de laagste snelheid binnen het snelheidsbereik van 10 – 25 kn die u de reder kunt aanraden op basis van kosten/baten overwegingen m.b.t. gunstigste weerstand? (2 ptn).
- Beredeneer hoe de relatieve bijdragen van de te onderscheiden weerstandscomponenten veranderen bij het verlagen van de sloopssnelheid van 25 naar 10 kn. (2 ptn)

U vindt het belangrijk om een zo goed mogelijke beoordeling van het ontwerp te maken en een betrouwbare bepaling van de te behalen vaarsnelheid in vlak water. U besluit om hiertoe modelproeven te gaan doen. In eerste instantie wordt een weerstandsproef uitgevoerd met een model lengte van $L_{ppm} = 10$ m.

- Bij het uitvoeren van modelproeven dient u rekening te houden met schaalwetten. Welken zijn dit? Hoe kiest u de modelsnelheid? (2 ptn)

- d. De gemeten weerstand tijdens de modelproef bedraagt 342 N voor een geschaalde scheepssnelheid van 25 kn.. Geef uw beste schatting van de werkelijke golfmakende weerstand van het schip zonder appendages bij deze snelheid. (4 ptn)
- e. Ongeacht uw vraag, krijgt u eveneens een voortstuwingsproef aangeboden. Wat levert deze proef u aan informatie en wat heeft u aan deze informatie? (2 ptn)

Antwoorden

- a. Antwoord: Relatief gunstige en ongunstige snelheden worden bepaald door interactie van de twee belangrijkste golfpatronen van het schip: Het boeggolfpatroon en het hekgolfpatroon. Beide golfsystemen worden in belangrijke mate t.p.v. de voorschouder en de achtershouder gemaakt. De afstand tussen deze twee punten bedraagt $L_{SS}=160$ m. Omdat het golfsysteem bij de voorschouder begint met een golftop (bronnen) en dat van de achtershouder met een golfdal (putten), is er een gunstige interferentie wanneer er tussen de lengte L_{SS} een geheel aantal golflengten past. Verder kunnen we de golflengte uitdrukken in de scheepssnelheid m.b.v. de dispersie relatie, uitgaande van de wetenschap dat de fasesnelheid van het schip even groot is als de scheepssnelheid (golf blijft

stationair t.o.v. het schip). Uit de dispersie relatie volgt:
$$\frac{\lambda}{L_{SS}} = \frac{V_s^2}{gL_{SS}} 2\pi$$

Even zoeken geeft dat $\frac{\lambda}{L_{SS}}=2$ en $\frac{\lambda}{L_{SS}}=9$ scheepssnelheden van 21.7 kn en 10.2 kn

binnen het gevraagde snelheidsbereik.

Beoordeling: Als alleen op basis van wrijvingsweerstand geredeneerd wordt (evenredig V^2 , komt men op een zo laag mogelijke snelheid uit). 0.5 ptn.

Als alleen genoemd wordt dat golfmakende weerstand lager wordt zonder verdere verklaring: 1.5 pt.

Als alleen goede antwoord wordt gegeven zonder goede argumentatie over interactie golfsystemen: -0.5

- b. Antwoord: Bij het verlagen van de scheepssnelheid zal de golfmakende weerstand relatief kleiner worden. De visceuze weerstand is evenredig aan V^2 , terwijl de golfmakende weerstand van een puntbron evenredig is aan V^4 .

Beoordeling: Bij benoemen weerstandscomponenten zonder relatieve verandering: 0.5 pt.

- c. Bij het doen van modelproeven moet in principe voldaan worden aan de drie gelijkvormigheidswetten: geometrische, kinematische en dynamische gelijkvormigheid. Deze wetten geven de verhoudingen tussen gelijke grootheden, zoals bijvoorbeeld de schroefdiameter/scheepslengte verhouding (geometrische), de voortgangscoefficient van schroeven (kinematische: $J = \frac{V_a}{nD}$, waarmee de verhouding aanstroomsnelheid,

omtreksnelheid bepaald is) en dynamische, bijv. het Froude en het Reynolds getal.

Wat betreft de dynamische gelijkvormigheid moet voldaan worden aan identiteit van het Froude getal bij model en full scale, als ook aan het Reynolds getal. Het Froude getal geeft de verhouding van massatraagheidskrachten tot zwaartekracht aan in de stroming, het Reynoldsgetal geeft de verhouding tussen massatraagheidskrachten en visceuze krachten aan:

$$Fn = \frac{V_m}{\sqrt{gL_m}} = \frac{V_s}{\sqrt{gL_s}}$$

waarbij de subscript m en s refereren aan "model", respectievelijk "ship".

Evenzo voor Rn:

$$Rn = \frac{V_m L_m}{\nu_m} = \frac{V_s L_s}{\nu_s}$$

Uit beide gelijkvormigheidswetten kunnen we nu de verhouding tussen modelsnelheid / full scale ship snelheid afleiden.

Volgens Froude: $\frac{V_m}{V_s} = \sqrt{\frac{L_m}{L_s}} = \frac{1}{\sqrt{\lambda}}$

waarbij $\lambda = \frac{L_s}{L_m}$

Volgens Reynolds Rn: $\frac{V_m}{V_s} = \frac{v_m L_s}{v_s L_m} \approx \lambda$

Aan beide gelijkvormigheidswetten kan dus alleen voldaan worden als $\lambda = 1$. In de praktijk houden we de schaalwet van Froude aan, en wijken we af van de Reynolds gelijkvormigheid. Dit betekent dat we de golfmakende weerstand goed omschalen zonder schaaleardeffecten te introduceren. Schaaleardeffecten worden dus wel geïntroduceerd bij de verscaling van visceuze krachten, omdat we niet voldoen aan de Reynolds schaalregel. Hiervoor wordt echter gecorrigeerd door gebruik te maken van de bekende relatie tussen de vlakke plaat wrijvingsweerstandscoefficient C_F en de dimensieloze snelheid Rn (via bijv. ITTC '57 wrijvingslijn).

Beoordeling: -0.5 bij niet vermelden conflict in schaling modelsnelheid

Wanneer de drie gelijkvormigheidswetten genoemd worden, +0.2

-1 wanneer niet vermeld wordt hoe modelsnelheid nu in de praktijk bepaald wordt

-0.5 wanneer fysische interpretatie (verhouding massa draagheid / zwaartekracht of wrijvingskrachten) ontbreekt.

Wanneer alleen Froudescaling genoemd wordt: 1 pt

- d. Hieronder is voor twee snelheden de som uitgewerkt in onderstaande tabel (alleen 25 kn werd gevraagd).

Lw	m		198						
Vs	[kts]		22.5						
Fn			0.263						
Lss			160						
k			1.864553						
lambda			19.8						
S			8182.02						
1+k	Tabel pag. 144		1.15						
Ca	Holtrop pg 147		0.000361						
nu			1.14E-06						
Vs	Vm	Rt		Ctm	Rnm	Cfm	Crm		Rws
		[N]							[kN]
22.5	2.601265	342		0.004843	2.28E+07	2.61E-03	1.84E-03		1.03E+03
25	2.890295	342		0.003923	2.54E+07	2.57E-03	9.70E-04		6.73E+02

Beoordeling: Bij juiste formule gebruik maar verkeerd antwoord: 2.5 ptn.

Bij vergeten van 1+k factor maar rest goed, 2 ptn.

- e. Een voortstuwingsproef levert u de volgende informatie op:

Het vermogen-snelheidsverband voor het schip met schroef (vaak stockschroef waarop correcties voor de definitieve schroef worden toegepast)

In combinatie met de open water proef levert het u ook de interactie coefficient w (volgroom getal) en η_r (relative rotative efficiency) op.

In combinatie met de weerstandsproef levert het u ook het zoggetal t op.

Met weerstandsproef, open water schroefproef en voortstuwingsproef kunt u een goede analyse maken van de winst en verliezen van romp en voortstuwingsysteem.

Beoordeling:

1.5 pt wanneer alleen t genoemd wordt. 1 pt wanneer alleen w en η_R genoemd worden.

1 pt wanneer alleen vermogen-snelheid relatie genoemd wordt.

Vraag 2

Gegeven is het schroefdiagram van een B4.70 schroefserie.

Een visserijschip heeft vrijvarend de volgende weerstandskarakteristiek:

$R = cV^2$ met $c = 764 \frac{Ns^2}{m^2}$. Tijdens visserijbedrijf houdt de weerstand dezelfde vorm, maar

wijzigt de coëfficiënt c in $c = 923 \frac{Ns^2}{m^2}$. Bovendien wordt op het schip meegeleverd een regelsysteem zodanig het schip een constante voorspanning op het vistuig houdt van 20 kN.

Uit het lijnenplan volgt dat de propeller diameter maximaal 1.80 m kan bedragen. Hierbij is de minimaal verantwoorde vrijslag aangehouden. De beoogde motor kan 700 kW aan de schroef leveren.

Verder geven berekeningen de volgende informatie

zoggetal $t=0.12$

volgstroomgetal $w=0.27$

relative rotative efficiency $\eta_R = 1$

- Wat is de optimale diameter van de schroef in vrijvarende conditie voor een scheepssnelheid van 12 kn? Waarom kiest u deze diameter? (1 pt)
- Is dit ook de optimale diameter van de propeller als de reder reeds een motor met een gegeven koppel-toeren bereik heeft geselecteerd? (2 ptn)
- Wat is het toerental bij het maximaal haalbare rendement? (3 ptn)
- Welke maximale snelheid zal het schip vrijvarend kunnen halen? (2 ptn)
- Beredeneer of de onder a geselecteerde schroef ook de beste is voor visserijbedrijf. Hierbij is de max. scheepssnelheid 4.3 knopen. Ondersteun uw antwoord met een enkele berekening. (2 ptn)
- Wat is naar uw idee de meest effectieve maatregel om het voortstuwingsrendement te verhogen, gegeven het feit dat de weerstand hetzelfde blijft. (2 pt)

Op de proeftocht blijkt dat het schip last heeft van hinderlijke trillingen in het achterschip bij de hogere snelheden.

- Wat is uw hypothese over de oorzaak hiervan? Wat kunt u doen om de trillingshinder te verminderen? (3 ptn)

Antwoorden

a. *De optimale diameter is gelijk aan de max. diameter. Uit de actuator disk theorie volgt dat het max. rendement bereikt wordt bij de lichtste belasting.*

Beoordeling: Goede antwoord zonder goede argumentatie: 0.5 pt.

b. *Nee. Gevraagd wordt hier naar de optimale diameter, gegeven een vermogen-toeren verband. De optimale diameter wordt in het open water diagram gevonden door de K_Q van de propeller (capability) aan te snijden met de K_Q die de schroef vraagt (demand). De eerste lijn staat in het open water diagram voor verschillende P/D verhoudingen, de laatste kan*

verkregen worden uit: $\frac{K_Q}{J^5} = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \frac{n^5 D^5}{V_a^5} = \frac{Q n^3}{\rho V_s^5 (1-w)^5}$. Als voor een gegeven

snelheid, het toerental hoger moet worden, wordt de $\frac{K_Q}{J^5}$ "demand" groter, en zal deze

demand lijn in het open water diagram stijler verlopen. De optimale P/D waarde schuift dan naar kleinere waarden, evenals de J waarde van het werkpunt. Lastige vraag.

Beoordeling: Antwoord goed zonder argumentatie: 0.5 pt.

Antwoord ja: maar spoedaanpassing nodig: 1 pt.

c. $\frac{K_T}{J^2} = \frac{c}{\rho(1-t)(1-w)^2 D^2} = 0.491$ en is snelheids-onafhankelijk. De scheeps vraag naar

stuwkracht $K_T = 0.491 J^2$ en de propeller capability volgt uit het B4-70 diagram. Het maximale rendement bedraagt 0.61 bij een spoedverhouding P/D=1. Het bijbehorende werkpunt is J=0.645. Het toerental bedraagt 233 rpm (3.88 Hz).

Beoordeling:

- 1-w vergeten: -1 pt
- verkeerde KQ: uit Pd gehaald: -0.5
- Op Kt/J2 gezocht en verder alles fout: 1.5 pt
- Op Kt/J4 of Kq/J5 gezocht en verder alles goed: 2 pt
- Geen argumentatie en geen lijnen in B4-70 diagram: -1 pt.

d. De maximale snelheid wordt verkregen uit het beschikbare vermogen ($P_D = 700$ kW aan de schroef), en het gevonden open water rendement en de hull efficiency.

$$P_D = \frac{RV}{\eta_0 \eta_h \eta_r} = \frac{cV^3}{\eta_0 \eta_h \eta_r} = 700 \text{ kW}$$

waarbij $\eta_h = \frac{1-t}{1-w}$. De enige onbekende is nu V, die dus eenvoudig opgelost kan worden. $V=17.04$ kn.

Beoordeling:

- Methodiek goed, element in methodiek fout: -0.5 pt per fout element

e. Bij visserij bedrijf wordt de weerstand hoger, en dus de scheepsvraag naar stuwkracht.

$$\frac{K_T}{J^2} = 3.22. \text{ Hierdoor schuift het punt van optimale efficiency naar een lagere}$$

spoedstand P/D, en is de onder c gekozen schroef dus niet meer de optimale voor visserijbedrijf.

- f. Meest effectieve maatregel is om Straalbuis toe te passen bij zwaar belaste propeller, propeller diameter vergroten (motor afhankelijkheid, zie vraag b) en optimale spoed toe te passen indien dit nog niet gedaan zou zijn bijv. d.m.v. Controllable Pitch Propeller. Minder effectieve maatregelen is om de bladoppervlak verhouding te verkleinen indien cav. eisen dit toelaten.

Beoordeling: Minder effectieve maatregelen genoemd: 1 pt.

- g. Vermoedelijk is er sprake van sterke dynamiek van vliescavities, evt. in combinatie met tipwervel cavities. De belangrijkste oorzaak van trillingshinder door vliescavities is de niet-uniformiteit van het volgstroomveld, die vooral door het achterschip bepaald wordt. Het achterschip laat zich echter niet eenvoudig veranderen. Wat waarschijnlijk wel verlichting brengt is het vergroten van de vrijslag van de propeller tip naar de romp. Bij dezelfde as-hoogte betekent dit dat de propeller diameter kleiner wordt en het toerental hoger moet worden bij kleinere spoed. Het hogere toerental zorgt er voor dat de invalshoek variaties a.g.v. het niet uniforme volgstroomveld gereduceerd worden (construeer dit in een vector-

diagram van intreesnelheden op een propeller blad sectie). Maatregelen in het schroefontwerp kunnen zijn het verdikken van de Leading Edge, hierdoor worden de variaties in zuigpiek a.g.v. invalshoekvariaties ook kleiner. Ook effectief is het vergroten van het bladoppervlak, waardoor de drukpiek beter uitgesmeerd kan worden. Een effectieve maatregel is ook om langzamer te gaan varen, dit verhoogt het cavitatie getal en vermindert de afgeschudde cavitatie volumes. Een wake equalizing duct vermindert de vlies cavitatie dynamiek eveneens.

Beoordeling: Per goed genoemde maatregel een punt tot een max van 3 punten. Hypothese goed: 1 pt.

Foute maatregel: -0.5 pt.

Vraag 3

De propeller series en de actuator disk theorie bieden krachtige theorieën voor zowel analyse als voorspelling van voortstuwereigenschappen. We zullen deze stelling en de beperking van deze theorie hieronder nader onderzoeken.

- Hoe maakt u voor een dimensieloze beschouwing van de schroef eigenschappen, stuwkracht, koppel en toerental dimensieloos? (1 pt)
- Hoe kunt u vervolgens het open water rendement uitdrukken in bovenstaande dimensieloze grootheden? Afleiding is vereist. (2 ptn)

Gegeven is nu een relatie voor het ideaal rendement: $\eta_i = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \tau C_T}}$

waarbij $\tau =$ stuwkrachtsverhouding $\frac{T_P}{T}$ (stuwkracht propeller / totale stuwkracht) en C_T de stuwkracht coefficient

- Welke energieverliezen zijn inbegrepen in het ideaal rendement? Kunt u uitleggen of een eventuele rotatie in het zog van de propeller tot een verliesterm leidt in het ideaal rendement? En evenzo voor het open water rendement? (3 ptn)

Voor de totale weerstand van het containerschip uit vraag 1 bij 10 kn. wordt op modelschaal 36.5 N gemeten. U krijgt van de reder te horen dat het effectieve volgstroomgetal $w=0.16$ en het zoggetal $t=0.14$.

- Welke consequenties verwacht u voor het open water rendement van de schroef. Maak ook een schatting van de verandering van het rendement in procenten. (3 ptn)
- De reder vraagt u eveneens om een eerste schatting te maken van de mogelijke verbetering van het voortstuwingsrendement door een stator achter de schroef te plaatsen. Deze stator is in staat om rotatie uit de stroming om te zetten in stuwkracht. Kunt u m.b.v. de actuator schijf theorie beredeneren hoeveel winst deze aanpassing de reder op zal leveren in voortstuwingsrendement? (2 ptn)

Antwoorden

- Stuwkracht, koppel en toerental worden dimensieloos gemaakt met toerental n , soortelijke massa van het medium (water) ρ en de propeller diameter D en de voortgangs snelheid V of V_a :*

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$$

$$J = \frac{V}{nD}$$

Beoordeling: Goede antwoord zonder uitleg van de betekenis van de parameters: -0.2 pt,

- $$\eta_0 = \frac{TV_a}{P_D} = \frac{TV_a}{2\pi Qn} = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \frac{\rho n^2 D^5}{Q} \frac{\rho n^2 D^4}{\rho n^2 D^5} \frac{V_a}{2\pi n} = \frac{K_T}{K_Q} \frac{J}{2\pi}$$

Beoordeling: Goede antwoord zonder afleiding: 0.5

- In het ideaal rendement is alleen het axiale kinetische energieverlies verrekend. Een eventuele rotatie in het zog van de propeller zal dus niet (direkt) leiden tot een verlies aan ideaal rendement, omdat deze bijdrage van de kinetische energie niet in de definitie zit. Het zal echter wel tot een verliesterm leiden in het open water rendement, omdat deze energie flux ten koste gaat van de axiale kinetische energie flux en dus ten koste van de stuwkracht*

(Stuwkracht wordt volgens de tweede hoofdwet van Newton gegeven door het verschil van uitgaande en ingaande axiale impuls).

- d. Het open water rendement van de schroef is in sterke mate afhankelijk van de schroefbelasting C_T dus ook van het ideaal rendement η_i . Bij benadering kan het open water rendement rondom het ontwerppunt ook berekend worden uit $\eta_0 = \eta_i - 0.175$ (hoefde je niet te weten). Voor een snelheid van 10 kn, vinden we een $C_T=0.83$ (vergeet niet het zoggetal t in rekening te brengen), voor de snelheid van 25 kn vinden we een $C_T=1.25$. Invullen van deze stuwkrachtbelastingen levert voor 10 kn een $\eta_i = 0.85$ en voor 25 kn een $\eta_i = 0.80$. Dit is een verbetering van 6% (of 5%punt).

Een alternatieve methode is om de verbetering in rendement te schatten uit het B4-70 diagram via $\frac{K_T}{J^2}$.

Veel studenten gaan met de interactiefactoren w en t aan de slag. Dit levert echter geen bijdrage aan het open water rendement.

Beoordeling: 2 ptn als een goede kwalitatieve redenering wordt gegeven, zonder schatting van de rendementswinst.

- e. Rotatie verliezen zitten niet in het ideaal rendement. Het is dus lastig om op basis van beschouwingen over het ideaal rendement iets te zeggen over de rotatie verliezen. Hoogstens kunt u uitrekenen hoeveel het ideaal rendement verbeterd, wanneer de stuwkrachtbelasting minder wordt door de extra stuwkracht van de stator. Dit is echter een secundair effect. Het belangrijkste effect wordt verkregen door de kinetische rotatie energie om te zetten in axiale kinetische energie, en daarmee in axiale impuls, en daarmee dus in stuwkracht.

Beoordeling: Als goede beredenering via τ en dus via het ideaal rendement gegeven wordt: 1.0