

MASTER

Het dynamische gedrag van het aandrijfsysteem van de gereedschapsslede van een numeriek bestuurd werktuigmachine

Oosterling, J.A.J.

Award date:
1981

[Link to publication](#)

Disclaimer

This document contains a student thesis (bachelor's or master's), as authored by a student at Eindhoven University of Technology. Student theses are made available in the TU/e repository upon obtaining the required degree. The grade received is not published on the document as presented in the repository. The required complexity or quality of research of student theses may vary by program, and the required minimum study period may vary in duration.

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain

B0431280

HET DYNAMISCH GEDRAG VAN HET AANDRIJF-
SYSTEEM VAN DE GEREEDSCHAPSSLEDE VAN EEN
NUMERIEK BESTUURDE WERKTUIGMACHINE

Auteur: J.A.J. Oosterling

WPT-Rapport nr. 0510

juni 1981

gecorrigeerde uitgave

HET DYNAMISCHE GEDRAG VAN HET AANDRIJFSYSTEEM
VAN DE GEREEDSCHAPSSLEDE VAN EEN NUMERIEK
BESTUURDE WERKTUIGMACHINE.

juni 1981,
Han Oosterling,
o.l.v. Prof.Dr.Ir. A.C.H. van der Wolf,
Ir. P.C. Mulders,
Ir. P. Erens.

WPT-Rapport nr. 0510.

VOORWOORD.

In het kader van de eindstudie aan de Technische Hogeschool te Eindhoven, bij de afdeling der Werktuigbouwkunde, is door Han Oosterling, onder leiding van Ir. P.C. Mulders en Prof. Dr. Ir. A.C.H. van der Wolf, beiden verbonden aan de THE, en Ir. P. Erens, werkzaam bij de N.V. Gereedschaps-
werktuigenindustrie Hembrug te Zaandam, een onderzoek verricht naar het dynamische gedrag van het aandrijfsysteem van de gereedschapsslede van een numeriek bestuurd werktuigmachine.

Ik wil mijn begeleider Ir. P.C. Mulders en afstudeer-
hoogleraar Prof. Dr. Ir. A.C.H. van der Wolf hartelijk danken voor de hulp en raadgevingen, waarmee ze dit onderzoek steeds begeleid hebben. Ook Ir. P. Erens, werkzaam bij de N.V. Hembrug, dank ik voor de manier, waarop hij dit onderzoek begeleid heeft.
Verder wil ik alle leden van de vakgroep PT bedanken voor de hulp die ik steeds gekregen heb.

Tenslotte bedank ik iedereen, die aan dit onderzoek heeft meegewerkt, speciaal Johanna van Mal die mij in de laatste fase, bij de tot stand koming van het verslag zeer behulpzaam is geweest. Mijn bijzondere dank gaat uit naar mijn ouders, die dit alles mogelijk hebben gemaakt.

SAMENVATTING.

In dit verslag is een onderzoek van H. Oosterling naar het dynamische gedrag van het aandrijfsysteem van de gereedschapsslede van een numeriek bestuurd werktuigmachine beschreven.

Dit onderzoek is tot stand gekomen in samenwerking met de N.V. Gereedschapswerktuigenindustrie Hembrug te Zaandam. Het onderzoek is verricht aan de hand van het aandrijfsysteem van de gereedschapsslede van een numeriek bestuurd draaibank, die door de N.V. Hembrug ter beschikking is gesteld.

Een aandrijfsysteem, zoals hier onderzocht, bestaat uit een motor, een sledepartij, een verplaatsings-, en snelheidsopnemer met bijbehorende terugkoppelingen en een versterker. De snelheidsterugkoppeling is, evenals de verplaatsingsterugkoppeling buiten beschouwing gelaten in dit onderzoek.

Het onderzoek is als volgt verlopen. Eerst is de motor met snelheidsopnemer geanalyseerd. Dit is in hoofdstuk 2 beschreven. Daarna is het dynamische gedrag van de sledepartij onderzocht. Dit is vastgelegd in hoofdstuk 3. Tenslotte is het dynamische gedrag van de combinatie motor-tacho-sledepartij bestudeerd. Hierover handelt hoofdstuk 4. In hoofdstuk 5 zijn de resultaten van dit onderzoek weergegeven en worden suggesties gedaan voor een eventuele voortzetting van het onderzoek.

INHOUD		blz
Voorwoord.		1
Samenvatting.		2
Inhoud.		3
Bijlagen.		5
Lijst van symbolen en indices.		6
Hoofdstuk 1. Inleiding.		8
1.1 Numeriek bestuurd werktuigmachines.		8
1.2 Het aandrijfsysteem.		9
1.3 Het onderzoek.		13
Hoofdstuk 2. De combinatie motor-tachometer.		17
2.1 Inleiding.		17
2.2 Metingen.		19
2.2.1 Meetmethoden.		19
2.2.2 Meetresultaten.		21
2.3 Modelvorming.		27
2.3.1 Afleiding van het model.		27
2.3.2 Berekening aan het model.		36
2.3.3 Benaderingsformules.		42
Hoofdstuk 3. De sledepartij.		44
3.1 Inleiding.		44
3.2 Trillingsvormen.		45
3.2.1 Buigingstrillingen.		46
3.2.2 Longitudinale trillingen.		46
3.2.3 Torsietrillingen.		49
3.3 Modelvorming		51
3.3.1 Het massa-veer-systeemmodel.		51
3.3.2 De Raleigh-Ritz-methode.		54
Hoofdstuk 4. De combinatie motor-tacho-sledepartij.		60
4.1 Inleiding.		60
4.2 De metingen.		61
4.2.1 Meting van de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$.		61
4.2.2 Meting van de stapresponsies.		72
4.2.3 Meting van de sledebeweging.		79

	blz
4.3 Modelvorming.	82
4.3.1 Het vereenvoudigde model.	84
4.3.2 Berekening aan het model.	87
4.3.3 De polen en nulpunten.	90
4.4 Responsie in het frequentiedomein.	93
4.4.1 De berekeningsmethode.	93
4.4.2 De rekenprogramma's.	97
4.5 Responsie in het tijddomein.	110
Hoofdstuk 5. Conclusies.	120
Literatuur.	126

BIJLAGEN.

- Bijlage 1. Afleiding van de overdrachtsfunctie voor de motor-tachometer-combinatie.
2. Machinegegevens.
 3. Rekenprogramma voor de overdrachtsfunctie.
 4. Afleiding van de eigenfrequenties.
 5. Torsietrillingen in assen.
 6. De torsiestijfheid van de spindel.
 7. Eigenfrequenties van de combinatie motor-tachosledepartij.
 8. De overdrachtsfunctie van de motor-tacho-sledepartij-combinatie.
 9. Het HP-programma.
 10. Het C.S.M.P.-programma.

LIJST VAN SYMBOLEN EN INDICES.

symbool	betekenis	eenheid
a	tachoconstante	V/rad/s
b	visceuze demping	kgm ² /s
c	motorconstante	V/rad/s
d	diameter	m
E	tegen-E.M.K. elasticiteitsmodulus	V N/m ²
F2	hoekverdraaiing tachometer	rad
F2DOT	hoeksnelheid tachometer	rad/s
F2DDOT	hoekversnelling tachometer	rad/s ²
f	frequentie	Hz
G	glijdingsmodulus	N/m ²
H	overdrachtsfunctie	-
H	amplitude van de overdrachtsfunctie	-
$\angle H$	fase van de overdrachtsfunctie	-
I	polair traagheidsmoment elektrische stroom	m ⁴ A
i	elektrische stroom	A
J	massatraagheidsmoment	kgm ²
k	torsiestijfheid	kgm ² /s ²
L	zelfinductie	Henry
l	lengte	m
m	massa	kg
R	elektrische weerstand	ohm
s	Laplace-variabele spoed	s ⁻¹ m
T	moment kinetische energie	Nm Joule
t	tijd	sec

symbool	betekenis	eenheid
U	elektrische spanning	V
	potentiële energie	Joule
u	verplaatsing	m
\dot{u}	snelheid	m/s
\ddot{u}	versnelling	m/s ²
X	ingangsvariabele	-
x	lengte	m
Y	uitgangsvariabele	-
α	hoek	rad
β	dempingsverhouding	-
σ	spanning	N/m ²
ρ	soortelijke massa	kg/m ³
ϕ	hoekverdraaiing	rad
ν	hoekuitwijking	rad
$\dot{\nu}$	hoeksnelheid	rad/s
ν'	hoekuitwijking per lengte-eenheid	rad/m
ω	hoeksnelheid	rad/s
$\dot{\omega}$	hoekversnelling	rad/s ²

indices	betekenis	eenheid
kpp	koppeling	-
m	motor	-
r	resonantie	-
sl	slede	-
sp	spindel	-
t	tacho	-
v	versterker	-

HOOFDSTUK 1. Inleiding.

1.1 NUMERIEK BESTUURDE WERKTUIGMACHINES.

De toenemende vraag naar produktiegoederen heeft een groeiende automatiseringsgraad tot gevolg in de produktie-technologie.

Aanvankelijk werd, om aan deze toenemende vraag te beantwoorden, de produktiesnelheid van de machines opgevoerd. Later kwamen de automaten, die een produktieproces volledig zelfstandig uitvoerden en daarbij de mens in zijn functie als systeembewaker of controleur verder verdrongen.

Het gebruik van deze produktieautomaten was echter beperkt tot het vervaardigen van weinig gecompliceerde werkstukken en dit was dan nog slechts bij zeer grote series economisch verantwoord.

Weldra ontstond de behoefte om ook gecompliceerde werkstukken in kleine series automatisch en met hoge nauwkeurigheid te vervaardigen. Dit leidde tot de ontwikkeling van numeriek bestuurd werktuigmachines. Vooral de ontwikkelingen van de laatste jaren op elektronisch gebied hebben een beslissende invloed gehad op het gebruik van numeriek bestuurd machines. Door de toepassing van microprocessoren en minicomputers werden besturingseenheden gerealiseerd, die voorheen niet denkbaar waren.

1.2 HET AANDRIJFSYSTEEM.

In tegenstelling tot de automaten, waar de voor de bewerking noodzakelijke informatie opgeslagen is in mechanische geheugens, bijvoorbeeld curveschijven, schablonen, is bij numeriek bestuurd werktuigmachines deze informatie in de vorm van gecodeerde signalen vastgelegd op magneetband of ponsband (lit. 8).

De besturingseenheid van de numeriek bestuurd machine zet deze gecodeerde, in digitale vorm opgeslagen informatie om in analoge signalen, die als ingangsgrootheid dienen voor het aandrijfsysteem van een as van de gereedschapsslede (fig. 1.1). Via een mechanische overbrenging wordt nu de gereedschapsslede met een gegeven snelheid over een gegeven afstand verplaatst.

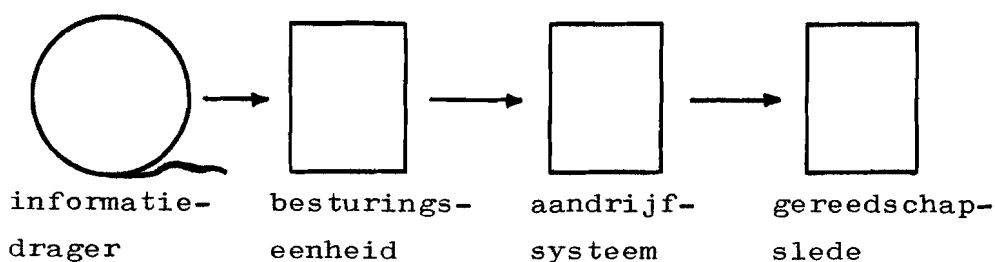


fig. 1.1 Informatiestroom van een numeriek bestuurd werktuigmachine.

Het aandrijfsysteem moet zo geconstrueerd zijn, dat de door de besturingseenheid voorgeschreven waarden van snelheid en verplaatsing met voldoende nauwkeurigheid gerealiseerd worden. Voldoende nauwkeurigheid betekent in dit geval, dat de contourafwijkingen, die het gevolg zijn van verschillen tussen voorgeschreven en gerealiseerde waarden van snelheid en verplaatsing, binnen de voorgeschreven grenzen liggen. De ligging van deze grenzen wordt bepaald door de eisen met betrekking tot de bewerkingsnauwkeurigheid.

De eis van voldoende nauwkeurig realiseren van voorgeschreven waarden van snelheid en verplaatsing stelt eisen aan het dynamisch gedrag van het aandrijfsysteem.

Bij conventionele werktuigmachines kan men bij het ontwerpen van een aandrijfsysteem volstaan met een berekening met betrekking tot de statische belasting. Deze dimensionering onder stationaire voorwaarden is duidelijk ontoereikend bij het ontwerpen van een aandrijfsysteem voor een numeriek bestuurd werktuigmachine. Hier is het dynamisch gedrag van wezenlijk belang.

Bij moderne aandrijfsystemen wordt vaak gebruik gemaakt van continue aandrijvingen. Voorbeelden hiervan zijn de gelijkstroommotor en de hydraulische motor.

Hierbij is een regelkring noodzakelijk: de positieregelkring (fig. 1.2). Een aandrijfsysteem met positieregelkring bestaat uit:

- motor.
- sledepartij.
- verplaatsingsopnemer.
- versterker.

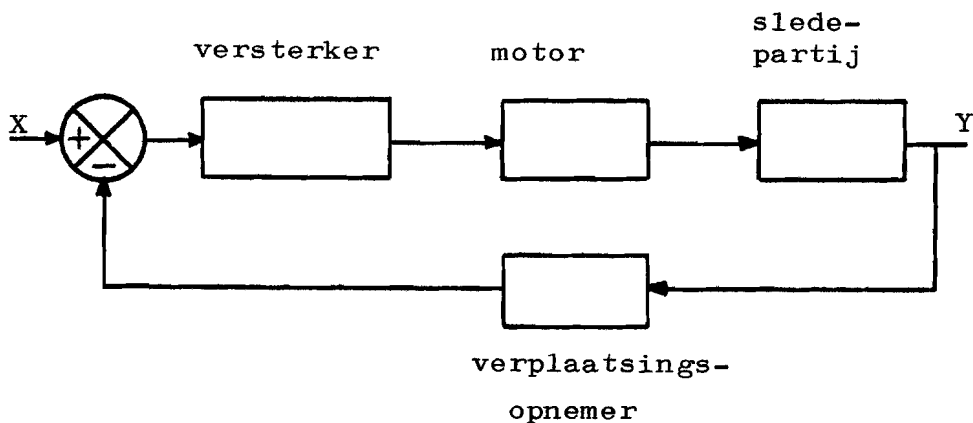


fig. 1.2 Aandrijfsysteem met positieregelkring.
ingangssignaal X : elektrische spanning
uitgangssignaal Y : verplaatsing

De regelkring zorgt ervoor, dat de gewenste verplaatsing exact wordt uitgevoerd. De werkelijke waarde van de verplaatsing Y wordt vergeleken met de gewenste waarde X . Het verschil wordt versterkt en naar de motor gestuurd. Als het verschil gelijk is aan nul stopt de motor.

Het dynamisch gedrag van de positieregelkring kan sterk verbeterd worden door een snelheidsterugkoppeling op te nemen (fig. 1.3). Op deze manier wordt de dempingsverhouding β vergroot en worden opslingerverschijnselen verminderd.

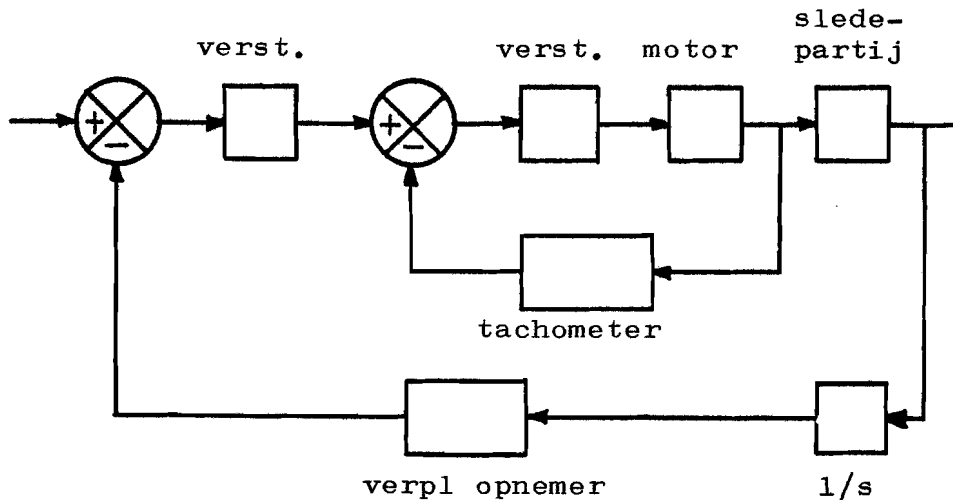


fig. 1.3 Aandrijfsysteem met snelheids-, en positieterugkoppeling.

In fig. 1.3 is een positieregelkring met een direct meet-systeem geschetst. De verplaatsing van het gereedschap Y wordt direct gemeten aan de slede. Een andere mogelijkheid is, de verplaatsing van het gereedschap af te leiden uit de hoekverdraaiing van de motoras. Er zit dan nog een overbrenging tussen de verplaatsingsopnemer en het gereedschap; meestal een spindel met kogelomloopmoer. Dit heet een indirect meetsysteem.

De sledepartij moet dan in fig. 1.3 buiten de verplaatsings-terugkoppellus getekend worden, omdat het signaal voor de verplaatsing, de hoekverdraaiing van de motoras, tussen motor en sledepartij wordt gemeten.

De keuze van het meetsysteem, direct of indirect, heeft invloed op het dynamisch gedrag van het aandrijfsysteem.

1.3 HET ONDERZOEK.

In dit afstudeerverslag is een onderzoek van H. Oosterling naar het dynamisch gedrag van een aandrijfsysteem van een as van de gereedschapsslede van een numeriek bestuurd draaibank beschreven.

Dit onderzoek is tot stand gekomen in samenwerking met de N.V. Gereedschapswerktuigenindustrie Hembrug te Zaandam. Bij de Hembrug worden o.a. numeriek bestuurd draaibanken gemaakt. Het aandrijfsysteem van deze draaibanken is opgebouwd uit verschillende componenten (fig. 1.4):

- motor.
- sledepartij.
- tachometer.
- verplaatsingsopnemer.
- versterkers.

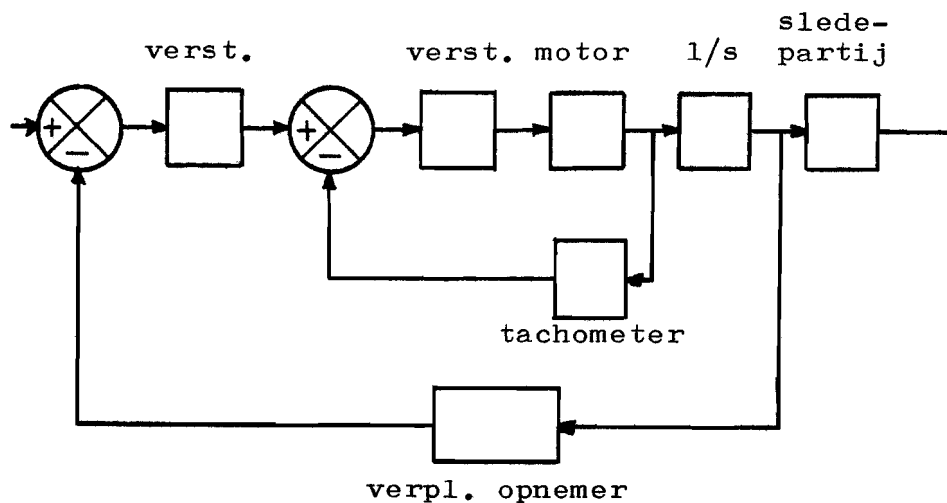


fig. 1.4. Aandrijfsysteem van een numeriek bestuurd draaibank.

--- Deel dat in het onderzoek
--- betrokken is.

Sommige componenten ontwikkelt de N.V. Hembrug zelf, anderen worden gekocht. Om deze componenten, met betrekking tot het dynamisch gedrag, op elkaar af te stemmen, is inzicht vereist in het dynamisch gedrag van zowel de verschillende componenten, als het samenstel ervan. De Hembrug is dan ook geïnteresseerd in een analyse van het dynamisch gedrag van het aandrijfsysteem en van zijn componenten. Uiteindelijk moet dit leiden tot een pakket van eisen, waar de verschillende componenten aan moeten voldoen, opdat het samenstel, het aandrijfsysteem dus, het gewenste dynamisch gedrag vertoont.

Zover voert dit onderzoek echter niet. Er wordt geen pakket van eisen afgeleid voor de componenten, opdat het samenstel het gewenste dynamisch gedrag vertoont. Dit onderzoek beperkt zich tot een analyse van enkele componenten van het aandrijfsysteem en het samenstel ervan.

Voor dit onderzoek is door de N.V. Hembrug een aandrijfsysteem ter beschikking gesteld, dat voor een van haar draaibanken gebruikt wordt. Het onderzoek naar het dynamisch gedrag is dan ook verricht aan de hand van dit aandrijfsysteem (fig. 1.4).

Enige kenmerken van dit aandrijfsysteem zijn:

- De motor is een elektromotor.
- Het meetsysteem is een indirect meetsysteem: niet de verplaatsing van de slede, maar de hoekverdraaiing van de motoras wordt gemeten.

Niet het hele aandrijfsysteem is betrokken in het onderzoek, maar een deel ervan. In fig. 1.4 is dit deel gestippeld omlind. Het omvat de motor, de sledepartij en de tachometer. De motor is een gelijkstroommotor. De tachometer is direct aan de as van de motor gekoppeld.

De combinatie motor-tachometer-sledepartij is weergegeven in fig. 1.5.

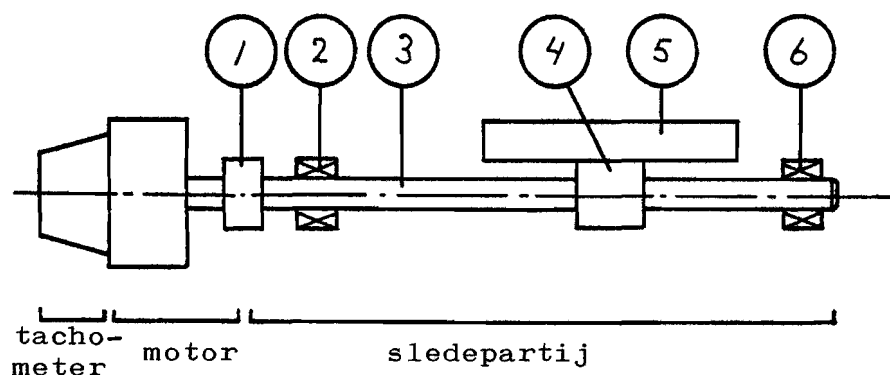


fig. 1.5 De combinatie motor-tachometer-sledepartij.

- | | | | |
|-----|--------------|---|----------------------|
| 1 | : koppeling. | 4 | : kogelomloopmoer. |
| 2,6 | : lagers. | 5 | : gereedschapsslede. |
| 3 | : spindel. | | |

Tevens is weergegeven uit welke delen de sledepartij is opgebouwd. Het zal duidelijk zijn, dat niet alle sledepartijen zo geconstrueerd zijn. Er kan bijvoorbeeld nog een tandwielkast opgenomen zijn tussen de motoras en de spindel. Overigens wordt de constructie zoals in fig. 1.5 geschetst, waarbij de spindel direct aan de motor gekoppeld is, vaak toegepast.

Het onderzoek is als volgt verlopen. Eerst is de motor met tachometer onder de loep genomen. Dit vindt u terug in hoofdstuk 2. Daarna is de sledepartij onderzocht: hoofdstuk 3. En tenslotte is het dynamisch gedrag van het samenstel van motor-tachometer en sledepartij bestudeerd: hoofdstuk 4. In hoofdstuk 5 zijn de resultaten van dit onderzoek weergegeven.

Verder wordt in dit hoofdstuk wat gezegd over het eventuele verdere verloop van dit onderzoek.

Tijdens mijn eindstudie heb ik me niet uitsluitend bezig gehouden met het onderzoek zoals hierboven beschreven. In het begin van de afstudeerperiode heb ik gewerkt met de numeriek bestuurd draaibank in het laboratorium van produktietechnologie op de Technische Hogeschool te Eindhoven. De bediening en besturing van deze draaibank heb ik me eigen gemaakt. Tevens heb ik enkele bewerkingsprogramma's geschreven voor deze machine.

Verder heb ik een studie gemaakt over de beoordeling van de kwaliteit van werktuigmachines. Hierover is een verslag verschenen: rapport PT-0472.

HOOFDSTUK 2. De combinatie motor-tachometer.

2.1 INLEIDING.

In dit hoofdstuk wordt de combinatie motor-tachometer besproken. Dit is het gestippeld omlijnd deel in fig. 2.1.

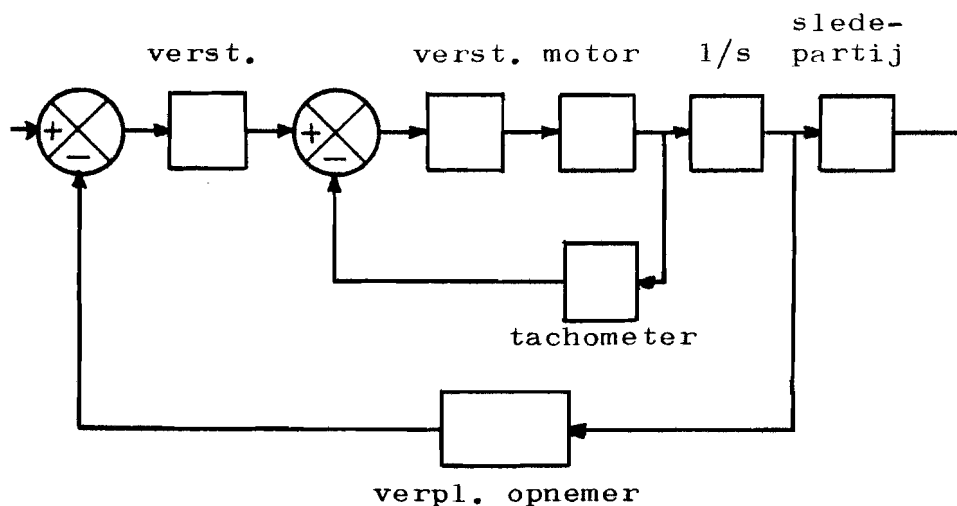


fig. 2.1 Het aandrijfsysteem.

De combinatie bestaat uit een schijfankermotor, waarbij de tachometer direct gekoppeld is aan de motoras (fig. 2.2). Het is een motor van Brown Boveri Company (type-omschrijving: BBC AXEM F12T M19P).

Eerst worden de metingen behandeld, die verricht zijn aan deze motor. Daarna wordt het model beschreven, dat gemaakt is van deze motor, met de wiskundige vergelijkingen, die erbij horen. Twee rekenprogramma's, die voor het berekenen van de overdrachtsfunctie gebruikt zijn komen ter sprake.

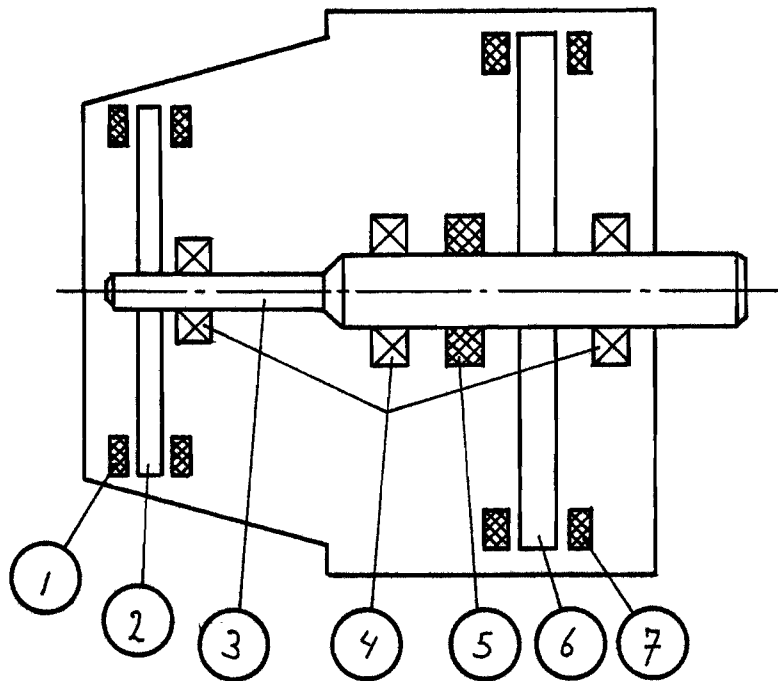


fig. 2.2 Motor-tachometer-combinatie.

- 1: stator van de tachometer; deze bestaat uit spoelen.
- 2: rotor van de tachometer.
- 3: verbindingsas motor-tacho.
- 4: lagers.
- 5: collector van de motor voor de voedingsspanning.
- 6: rotor van de motor.
- 7: stator van de motor; deze bestaat uit permanente magneten.

2.2 METINGEN.

2.2.1 Meetmethoden.

Van deze motor kunnen een aantal overdrachtsfuncties bepaald worden. Omdat het tachosignaal gebruikt wordt bij de snelheidsterugkoppellus, is de overdrachtsfunctie bepaald tussen het tachosignaal U_t (uitgangssignaal) en de voedingspanning van de motor U_m (ingangssignaal).

De motor-tacho-combinatie is op twee manieren doorgemeten:

- 1) m.b.v. een sinusgenerator is de frequentie van het ingangssignaal langzaam opgevoerd van 0 Hz tot 800 Hz. De amplitudeverhouding en het faseverschil tussen uitgangs-, en ingangssignaal is m.b.v. een oscilloscoop gemeten.
- 2) de overdracht is gemeten m.b.v. een Fast-Fourier-analyzer.

ad 1) Meting m.b.v. een sinusgenerator.

Met deze methode is één motor-tacho-combinatie onderzocht.

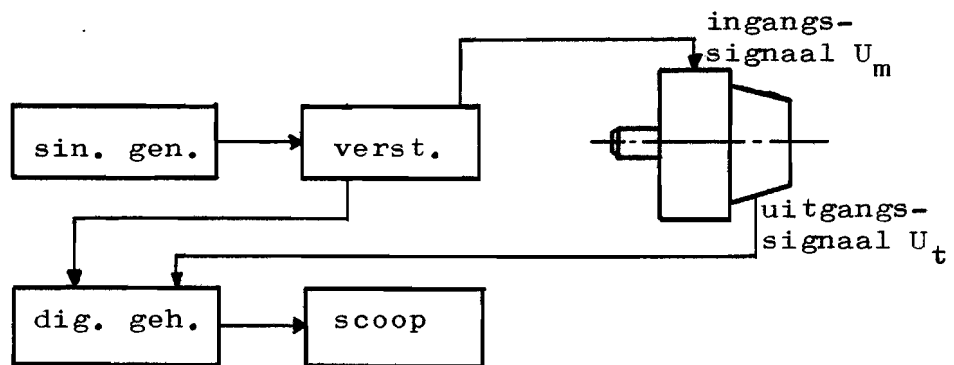


fig. 2.3 Meetopstelling voor de BBC AXEM motor.

Hetingangssignaal (fig. 2.3) is een sinusvormige spanning met een bepaalde frequentie, die via de excitator-versterker naar de motor wordt gestuurd. Het uitgangssignaal is de tachospanning U_t . Om voor lage frequenties de amplitude-verhouding en het faseverschil nog te bepalen worden de signalen eerst opgeslagen in een digitaal geheugen en daarna op een oscilloscoop zichtbaar gemaakt.

ad 2) Meting m.b.v. de Fast-Fourier-analyzer.

Met deze methode zijn twee gelijke motor-tacho-combinaties doorgemeten.

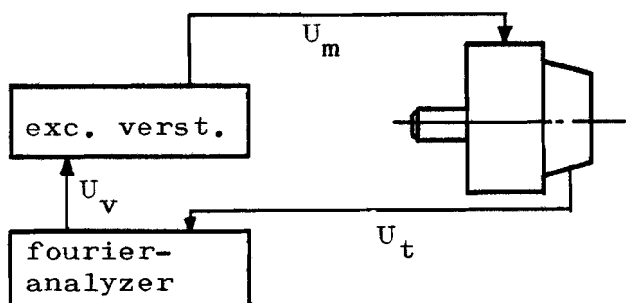


fig. 2.4 Meetopstelling voor de BBC AXEM motor.

Hier is hetingangssignaal de stuurspanning U_v van de excitator-versterker en het uitgangssignaal de tachospanning U_t (fig. 2.4).

Hetingangssignaal is witte ruis, dat uit de analyzer komt. Dit wordt gemeten voor de excitator-versterker om de signaal-ruis-verhouding te verbeteren. Dit is toegestaan, omdat de overdrachtsfunctie van de excitator-versterker vrijwel constant is in het gebied waar gemeten wordt (fig. 2.5). Voor het bepalen van de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ uit de gemeten overdracht $U_t(s)/U_v(s)$ mag dus gedeeld worden door de versterkingsfactor van de excitator-versterker. Dit is ook gebeurd.

Aan een van de motoren, die op deze manier gemeten zijn, is een last in de vorm van een koppeling bevestigd. Omdat de koppeling zeer torsie-stijf is, kan deze last als een massa-tragheidsmoment beschouwd worden.

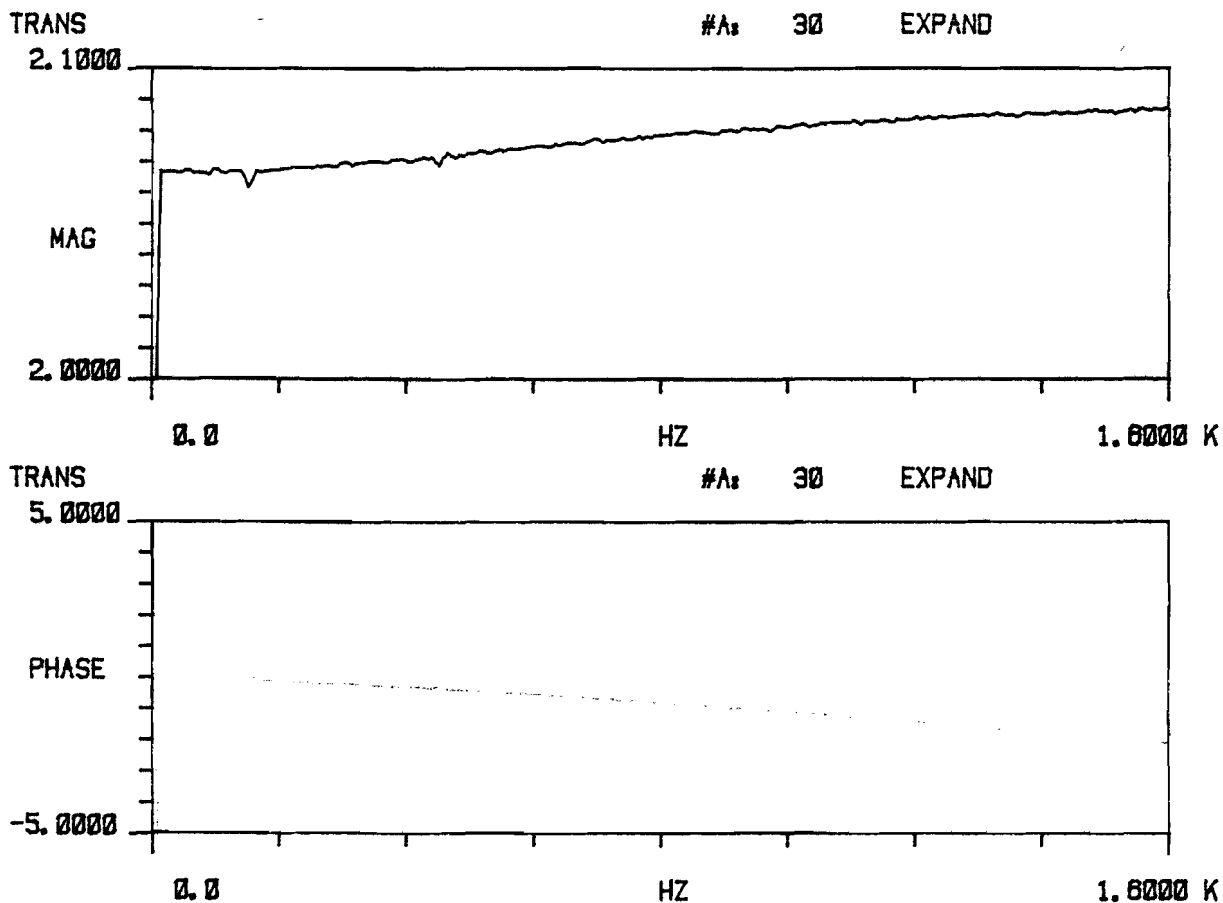


fig. 2.5 Amplitude en fase van de excitator-versterker.

2.2.2 Meetresultaten.

Bij vergelijking van de twee meetmethoden kan het volgende opgemerkt worden.

- De resultaten zijn nagenoeg aan elkaar gelijk.

- Bij lage frequenties ($\ll 2$ Hz) levert de tweede methode moeilijkheden op, de eerste methode niet.
- De tweede methode gaat veel sneller. In tegenstelling tot de eerste, wordt het resultaat meteen in grafiekvorm weergegeven.

Bij het gebruik van een random-sigitaal bij de tweede meetmethode, zijn de bewegingen van de motoras klein en om een vaste positie. Om na te gaan of dit van invloed is op de overdrachtsfunctie, is bij de tweede methode ook gemeten met een random-sigitaal met een gelijkspanningscomponent, zodat de motoras in één richting draait. Er traden geen verschillen op in de overdrachtsfunctie, wat de betrouwbaarheid van de metingen verhoogt.

De overdrachtsfunctie van de motor-tacho-combinatie zonder last is weergegeven in een bodediagram (fig. 2.6 en fig. 2.7). Er is gemeten met een bandbreedte van 800 Hz. Deze bandbreedte is zo gekozen omdat er bij 700 Hz nog een eigenfrequentie ligt en verder omdat boven deze frequentie de amplitude van de overdracht snel afneemt. Omdat de Fourier-analyzer per meting 256 meetpunten meeneemt, is hier de stapgrootte $\Delta f = 3.125$ Hz. Om de hoogte van de piek goed te bepalen, is dit te groot. In fig. 2.6 is ook te zien dat de piek is afgekapt. Verder is in de buurt van 0 Hz de coherentie van de meting laag. Uit metingen met de sinusgenerator blijkt, dat de amplitudeverhouding $|H|(0)$ bij frequenties van 2 Hz of lager gelijk is aan:

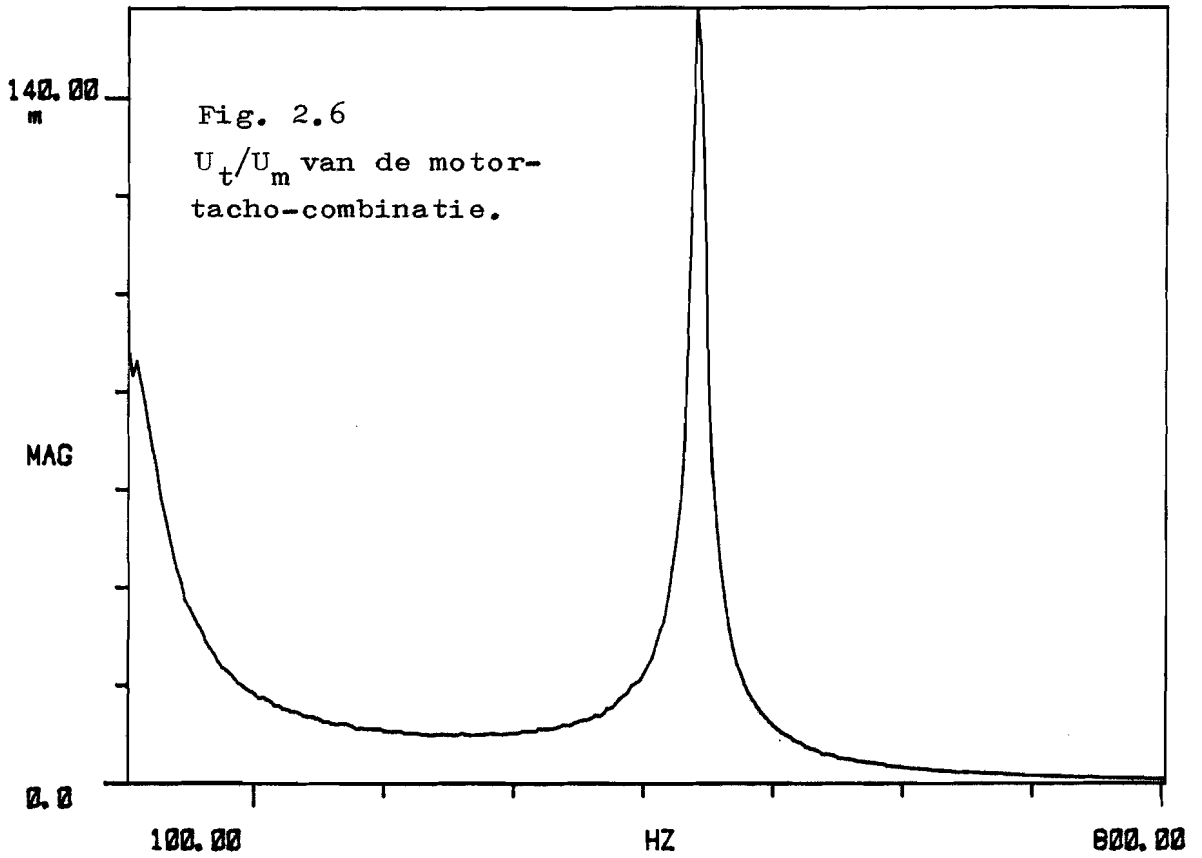
$$|H|(0) = \frac{|U_t|}{|U_m|} = 0.248 \quad (2.1)$$

Om deze redenen is bij de bepaling van de overdrachtsfunctie van de combinatie met koppeling, het frequentiegebied opgedeeld in een aantal stukken (fig. 2.8 en fig. 2.9).

TRANS

R# 19

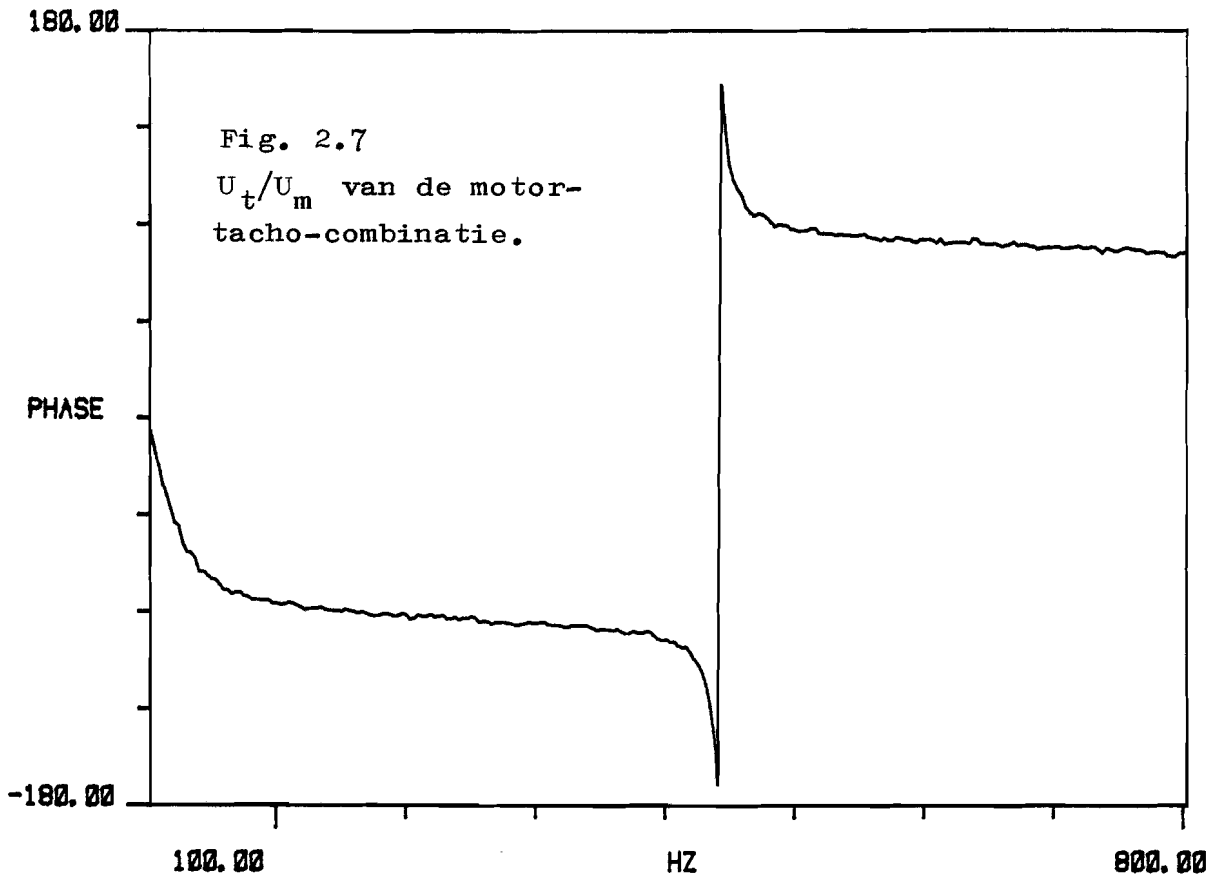
#A 30



TRANS

R# 19

#A 30



TRANS

R#: 107

#A: 30

EXPAND

300.00
m

MAG

0.0

0.0

HZ

800.00

Fig. 2.8
Amplitudekarakteristiek
 $U_t(s)/U_m(s)$ van de motor-
tacho-combinatie.

TRANS

R# 107

#A 30

EXPAND

180.00

Fig. 2.9
Fasekarakteristiek
 $U_t(s)/U_m(s)$ van de motor-
tacho-combinatie.

PHASE

-180.00

0.0

HZ

800.00

Bij deze meting zijn vier gebieden met een bandbreedte van 25 Hz en zeven gebieden met een bandbreedte van 100 Hz genomen, te beginnen bij 0 Hz.

De amplitude $|H|$ in de buurt van 0 Hz komt nu overeen met de resultaten van de meting met de sinusgenerator.

Verder blijkt dat bij de resonantiefrequentie een sterke toename van het faseverschil ontstaat.

Bij deze nauwkeurige meting is de dempingsverhouding β van de piek bepaald met de analyzer:

piek frequentie	f_r	: 440 Hz.
amplitude	$ H (f_r)$: .257
dempingsverhouding	β	: $8.5 \cdot 10^{-3}$

Tenslotte is de lineairiteit van de combinatie nog onderzocht. Het verband tussen U_t en U_m is gemeten bij de frequentie $f=0$ Hz en met een voedingsspanning U_m oplopend van 2 V tot 50 V. Uit de meting blijkt, dat het verband tussen U_t en U_m zeer goed lineair is (fig. 2.10).

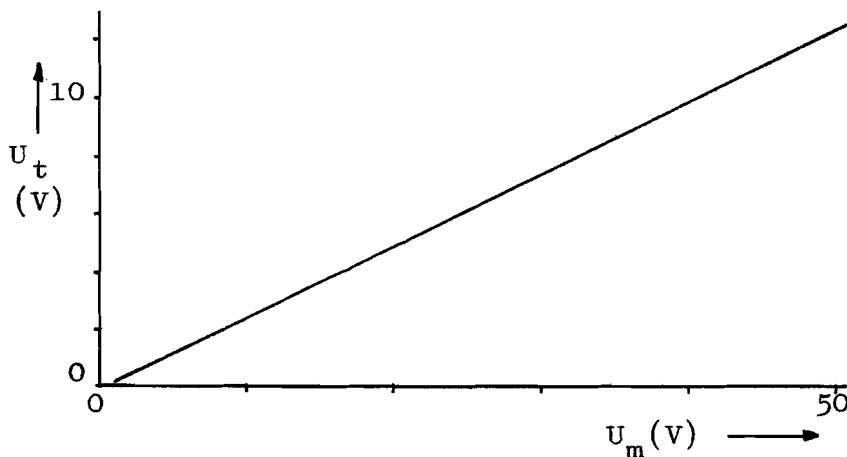


fig. 2.10 Verband tussen U_t en U_m voor gelijkspanning.

2.3 MODELFORMING.

2.3.1 Afleiding van het model.

De motor-tacho-combinatie (fig. 2.11) is te splitsen in een zuiver mechanisch deel en een elektromechanisch deel.

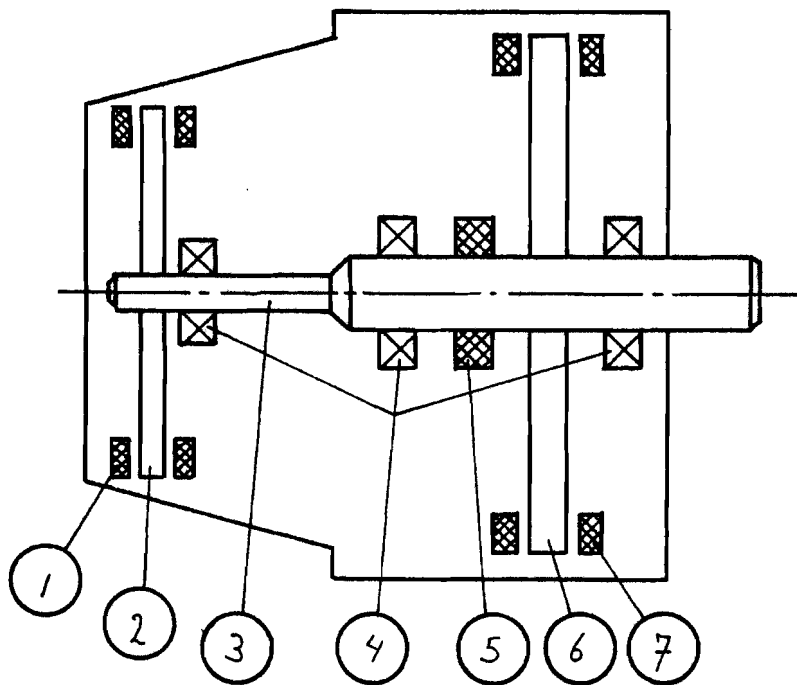


fig. 2.11 De motor-tacho-combinatie.

Het mechanische deel bestaat uit:

- rotor tacho.
- rotor motor.
- verbindingsas.
- lagers.

Het elektromechanische deel, dat zorgt voor de omzetting van elektrische naar mechanische energie, bestaat uit:

- stator met permanente magneten.
- rotor met elektrische weerstand, zelfinductie en massa-tragheid.

De tachometer, het elektromechanische deel, dat hoeksnelheid omzet in elektrische spanning, geeft een lineair verband tussen die hoeksnelheid en elektrische spanning. Er geldt:

$$a = U_t/\omega_t = 6 \text{ V}/1000 \text{ rpm} = 5.72 \cdot 10^{-2} \text{ V/rad/s} \quad (2.2)$$

Als we dus het verband tussen de voedingsspanning van de motor U_m en de hoeksnelheid van de tachometer ω_t kennen, is ook de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ bekend.

--Het mechanische deel.

Voor het mechanische deel van de combinatie is het volgende model gemaakt (fig. 2.12).

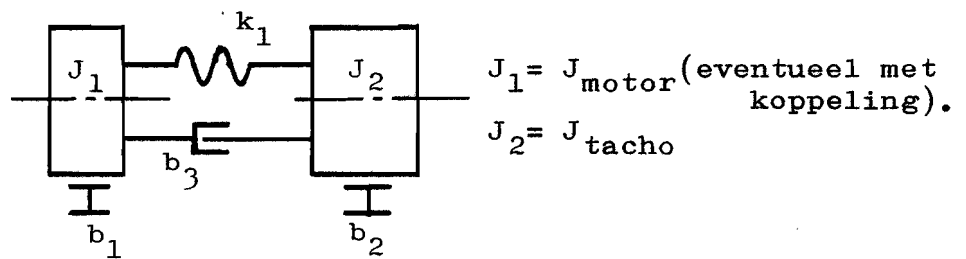


fig. 2.12 Model van het mechanische deel van de motor-tacho-combinatie.

Dit massa-veer-systeem ligt voor de hand, gezien de vorm van de rotors. De lagerwrijving van tachometer en motor wordt voorgesteld door twee dempers, b_1 en b_2 , met visceuze wrijving.

De demper b_3 , ook met visceuze wrijving is een benadering voor de verbindingsdemping tussen de rotors van motor en tachometer en de verbindingsas (fig. 2.13).

Verbindingsdemping ontstaat op de volgende manier. Stel dat de rotor met een perspassing op de as bevestigd is. Dan stelt lijn 1 een serie punten voor op het oppervlak van de as, als de as niet gedraaid is.

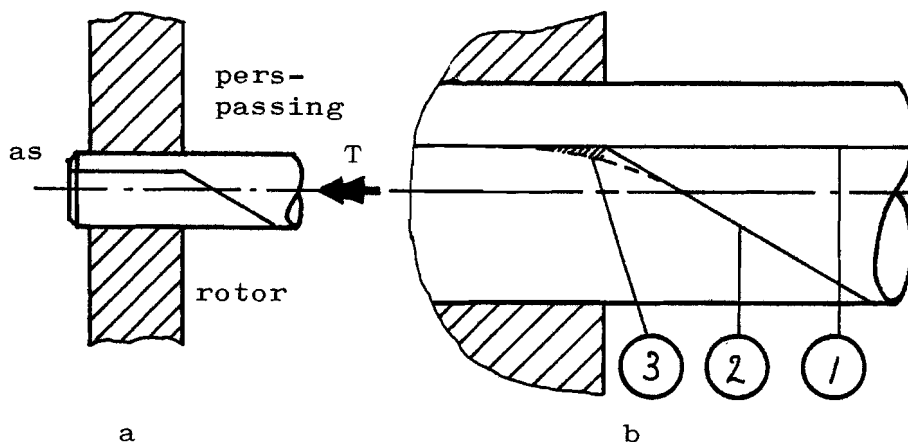


fig. 2.13 Verbindingsdemping.

Als een moment T op de as wordt uitgeoefend, verdraait de as. Lijn 1 gaat over in de theoretische lijn 2. Hier zit echter een knik in. In feite verloopt de verdraaiing volgens lijn 3. In het gearceerde gebied tussen lijn 2 en lijn 3 beweegt de as ten opzichte van de rotor en wordt energie gedissipeerd. Dit heet verbindingsdemping. Bij licht gedempte systemen ($\beta < .1$), mag deze demping benaderd worden door visceuze wrijving.

Een andere benadering voor de verbindingsdemping is structurele demping. Deze demping heeft de richting van de snelheid en is evenredig met de verplaatsing. Omdat de verschillen, die ontstaan door het gebruik van materiaal-demping, bij een dergelijk licht gedempt systeem zeer klein zijn, is hier in overeenstemming met de andere dempers visceuze wrijving genomen.

Van het mechanische deel ziet de graphe er als volgt uit (fig. 2.14).

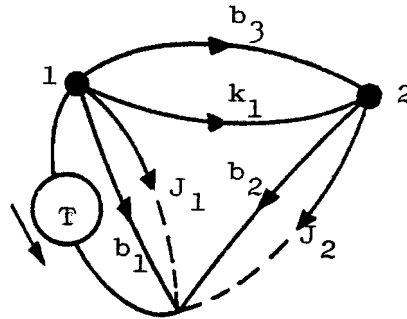


fig. 2.14 Graphe van het mechanische deel van de motor-tacho-combinatie.

Voor de afzonderlijke componenten in de graphe gelden de volgende betrekkingen:

	In het tijddomein	In het Laplacedomein
massatraagheid	$T(t) = J \frac{d\omega(t)}{dt}$	$T(s) = J s \omega(s)$
demper	$T(t) = b \omega(t)$	$T(s) = b \omega(s)$
torsieveen	$T(t) = \int k \omega(t) dt$	$T(s) = \frac{k \omega(s)}{s}$

Met behulp van deze formules is voor knooppunt 1 de volgende betrekking af te leiden.

In het tijddomein:

$$(b_1 + b_3) \omega_1(t) + \int k_1 \omega_1(t) dt + J_1 \frac{d\omega_1(t)}{dt}$$

$$- b_3 \omega_2(t) - \int k_1 \omega_2(t) dt = T(t)$$

In het Laplacedomein:

$$(b_1 + b_3 + \frac{k_1}{s} + J_1 s) \omega_1(s) - (b_3 + \frac{k_1}{s}) \omega_2(s) = T(s) \quad (2.3)$$

Voor knooppunt 2 zijn de volgende betrekkingen af te leiden.

In het tijddomein:

$$b_3 \omega_1(t) + \int k_1 \omega_1(t) dt = (b_3 + b_2) \omega_2(t) + \int k_1 \omega_2(t) dt + J_2 \frac{d\omega_2(t)}{dt}$$

In het Laplacedomein:

$$(b_3 + \frac{k_1}{s}) \omega_1(s) = (b_3 + b_2 + \frac{k_1}{s} + J_2 s) \omega_2(s) \quad (2.4)$$

--Het elektromechanische deel.

De motor is een gelijkstroommotor met ankersturing en een constant statorveld van permanente magneten (fig. 2.15).

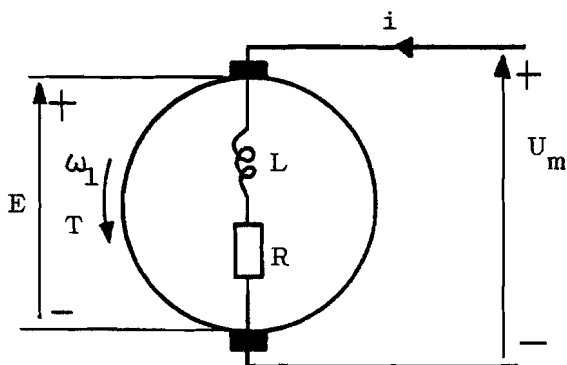


fig. 2.15 Het elektromechanische deel van de motor-tacho-combinatie.

De graphe van dit deel is hieronder weergegeven. Merk op dat de massa-traagheid van de rotor nog buiten beschouwing is gelaten. Hier wordt later verder op ingegaan.

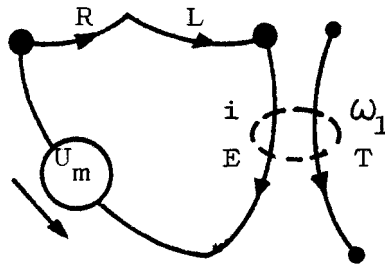


fig. 2.16 Graphe van het elektromechanische deel van de motor-tacho-combinatie.

Voor de afzonderlijke componenten gelden de volgende betrekkingen:

	In het tijddomein	In het Laplacedomein
weerstand	$V(t) = R i(t)$	$V(s) = R i(s)$
zelfinductie	$V(t) = L \frac{di(t)}{dt}$	$V(s) = L s i(s)$

De vergelijkingen voor deze graphe luiden:
in het tijddomein:

$$U_m(t) = R i(t) + L \frac{di(t)}{dt} + E(t)$$

$$E(t) = c \omega_1(t)$$

$$T(t) = c i(t)$$

in het Laplacedomein:

$$U_m(s) = (R + sL) i(s) + E(s) \quad (2.5)$$

$$E(s) = c \omega_1(s) \quad (2.6)$$

$$T(s) = c i(s) \quad (2.7)$$

Uit (2.5) t/m (2.7) volgt:

$$U_m(s) = \frac{(R + sL)}{c} T(s) + c \omega_1(s)$$

In het geval van een stationaire toestand hebben $U_m(s)$, $T(s)$ en $\omega_1(s)$ respectievelijk de waarden U_m , T en ω_1 die optreedt bij $s = 0$. Als we deze waarde $s = 0$ invullen geldt voor U_m

$$U_m = \frac{R}{c} T + c \omega_1 \quad (2.8a)$$

Voor T kunnen we nu schrijven

$$T = \frac{c U_m}{R} - \frac{c^2 \omega_1}{R} \quad (2.8b)$$

Dit verband tussen T en ω_1 kunnen we in een grafiek uitzetten (fig. 2.17).

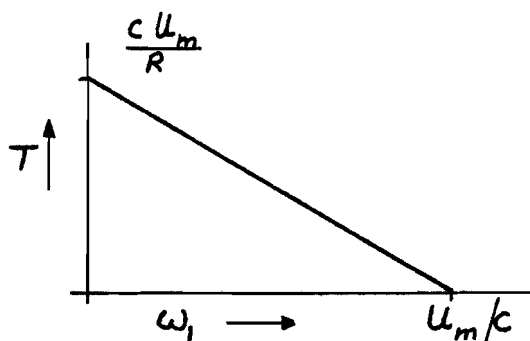


fig. 2.17 Verband tussen $T(t)$ en $\omega_1(t)$
voor een stationaire toestand.

Voor de hele motor-tacho-combinatie kunnen we nu de volgende grafie tekenen (fig. 2.18).

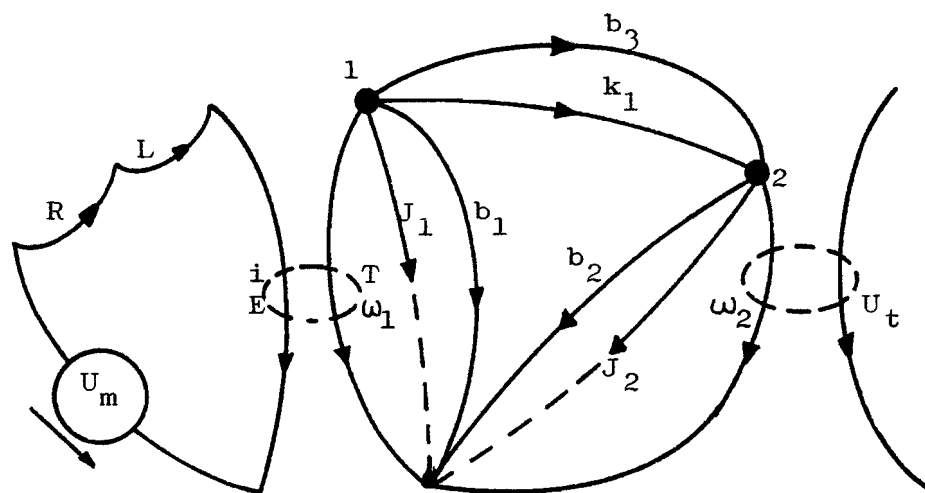


fig. 2.18 Grafie van de motor-tacho-combinatie.

De afzonderlijke delen, het zuiver mechanische deel en het elektromechanische deel, zijn hier duidelijk terug te vinden.

Uit de graphe van fig. 2.18 is na enig rekenwerk (bijlage 1) een vierde orde vergelijking af te leiden, die het verband aangeeft tussen $U_t(s)$ en $U_m(s)$.

$$\frac{U_t(s)}{U_m(s)} = \frac{m_0 + m_1 s}{n_0 + n_1 s + n_2 s^2 + n_3 s^3 + n_4 s^4} \quad (2.9)$$

Deze vergelijking heeft vier polen en een nulpunt. Om dit duidelijk te maken wordt de vergelijking als volgt ontbonden.

$$\frac{U_t(s)}{U_m(s)} = \frac{m_1}{n_4} \cdot \frac{(s + s_0)}{(s + s_1)(s + s_2)(s^2 + 2\beta\omega_r s + \omega_r^2)} \quad (2.10)$$

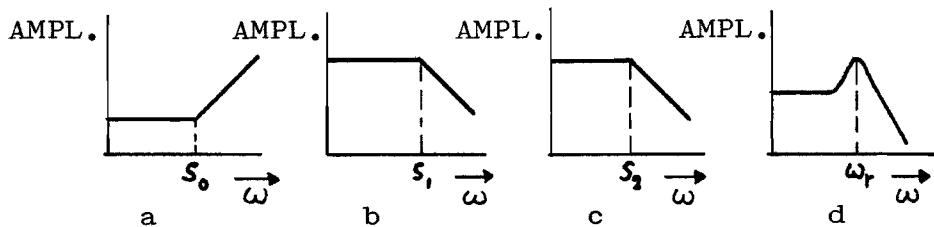


fig. 2.19 Amplitudekarakteristiek van

- a : $s + s_0$
- b : $1/(s + s_1)$
- c : $1/(s + s_2)$
- d : $1/(s^2 + 2\beta\omega_r s + \omega_r^2)$

Het nulpunt is s_0 .

Twee van de vier polen zijn afgesplitst, namelijk s_1 en s_2 . Uit de metingen is gebleken, dat het systeem een resonantiefrequentie heeft.

Dit betekent, dat twee polen toegevoegd complex zijn. Het resterende tweede orde deel is niet verder gesplitst, omdat op deze manier direct de eigenfrequentie ω_r en de dempingsverhouding β zichtbaar worden (lit. 2). De motor-tacho-combinatie kan ook als volgt beschreven worden door drie eerste orde systemen en een tweede orde systeem (fig. 2.19).

2.3.2 Berekening aan het model.

Nu de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ (2.9) gevonden is, met bijbehorende polen en nulpunten (2.10), kunnen we uitgaande van de gegevens van de motor-tacho-combinatie, de coëfficiënten m_i en n_i , de polen en het nulpunt van de overdrachtsfunctie bepalen. Ook kunnen we nu de eigenfrequentie ω_r en de dempingsverhouding β bepalen. Verder kunnen we het bodediagram van de overdracht nog bepalen.

In bijlage 2 zijn de machinegegevens weergegeven. Niet alle grootheden uit fig. 2.16 zijn gegeven door de fabrikant. Zo moet de torsiestijfheid k_1 berekend worden uit andere gegevens. Voor de verbindingsdemping b_3 is geen waarde gegeven; aangenomen is $b_3 = 10^{-2} \text{ kgm}^2/\text{s}$. Ook van demper b_2 is geen waarde bekend; aangenomen $b_2 = 0$.

Eerst is een rekenprogramma geschreven voor een programmeerbare zakrekenmachine, waarmee het bodediagram en andere karakteristieke grootheden zoals de polen, het nulpunt, de eigenfrequentie en de dempingsverhouding, berekend kunnen worden. In bijlage 3 wordt dit programma uitgebreid behandeld, hier wordt volstaan met het vermelden van de resultaten ervan.

Als we de berekende waarden van de coëfficiënten invullen in (2.9) ziet de vergelijking er als volgt uit:

$$\frac{U_e(s)}{U_m(s)} = \frac{62.3 + 5.72 \cdot 10^{-4} s}{267 + 2.78s + 6.65 \cdot 10^{-4} s^2 + 3.45 \cdot 10^{-7} s^3 + 7.38 \cdot 10^{-11} s^4} \quad (2.11)$$

We zien direct dat voor $s = 0$, dus in het geval U_m gelijkspanning is, voor de amplitude $|H| (0)$ geldt :

$$|H| (0) = 62.3/267 = .233$$

Dit stemt goed overeen met de gemeten waarde :

$$|H| (0) = .248$$

Met behulp van het rekenprogramma zijn ook de polen, het nulpunt, de eigenfrequentie en de dempingsverhouding bepaald. Als we invullen voor $s = j\omega$, vinden we de volgende waarden.

$$\begin{aligned} f_0 &= 1.74 \cdot 10^4 \text{ Hz} \\ f_1 &= 715 \text{ Hz} \\ f_2 &= 15.7 \text{ Hz} \\ f_r &= 455 \text{ Hz} \\ \beta &= 1.47 \cdot 10^{-2} \end{aligned}$$

Vergelijking (2.10) komt er nu als volgt uit te zien.

$$\frac{U_e(jf)}{U_m(jf)} = 7.75 \cdot 10^6 \frac{(jf + 1.74 \cdot 10^4)}{(jf + 715)(jf + 15.7)(-f^2 + 13.45 jf + 2.07 \cdot 10^5)} \quad (2.12)$$

De grafieken van fig. 2.19 kunnen, nu de numerieke waarden van f_0 , f_1 , f_2 , f_r en β bekend zijn, samengesteld worden, om de amplitudeverhouding $|H|$ van de overdrachtsfunctie te schetsen (fig. 2.20).

Bij de metingen is steeds de overdracht van 0 tot 800 Hz bepaald.

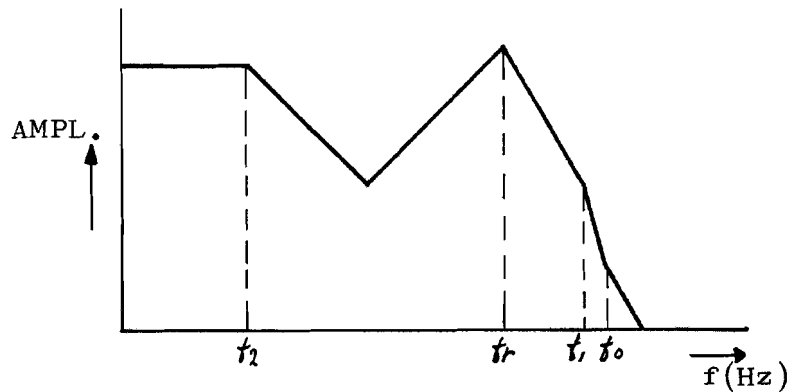


fig. 2.20 Amplitudeverhouding van $U_t(j\omega)/U_m(j\omega)$.

Het nulpunt s_0 ligt bij $1.74 \cdot 10^4$ Hz. Het is duidelijk dat s_0 dus niet naar voren komt in de metingen. Omdat de amplitude bij deze frequentie al met 150 dB is afgenomen is dit nulpunt niet van belang bij de overdracht.

Hetzelfde geldt voor de pool s_1 : de amplitude is hier met 40 dB afgenomen. Dit betekent, dat U_t bij 715 Hz honderd maal kleiner is dan bij 0 Hz.

Voor de berekening van de overdrachtsfunctie is verder nog gebruik gemaakt van een programma, dat geschreven is voor een tafelrekenmachine van Hewlett Packard. Dit programma is geschreven om de overdracht van motor plus sledepartij te berekenen en wordt ook uitgebreid behandeld in hoofdstuk 4. Door de massa van de sledepartij gelijk nul te stellen, is ook het bodediagram van de motor-tacho-combinatie er uit te halen.

Dit is gedaan voor de machinegegevens uit bijlage 2. Het resultaat vindt u in fig. 2.21 en fig. 2.22. Hier is de overdracht van de motor-tacho-combinatie met koppeling berekend.

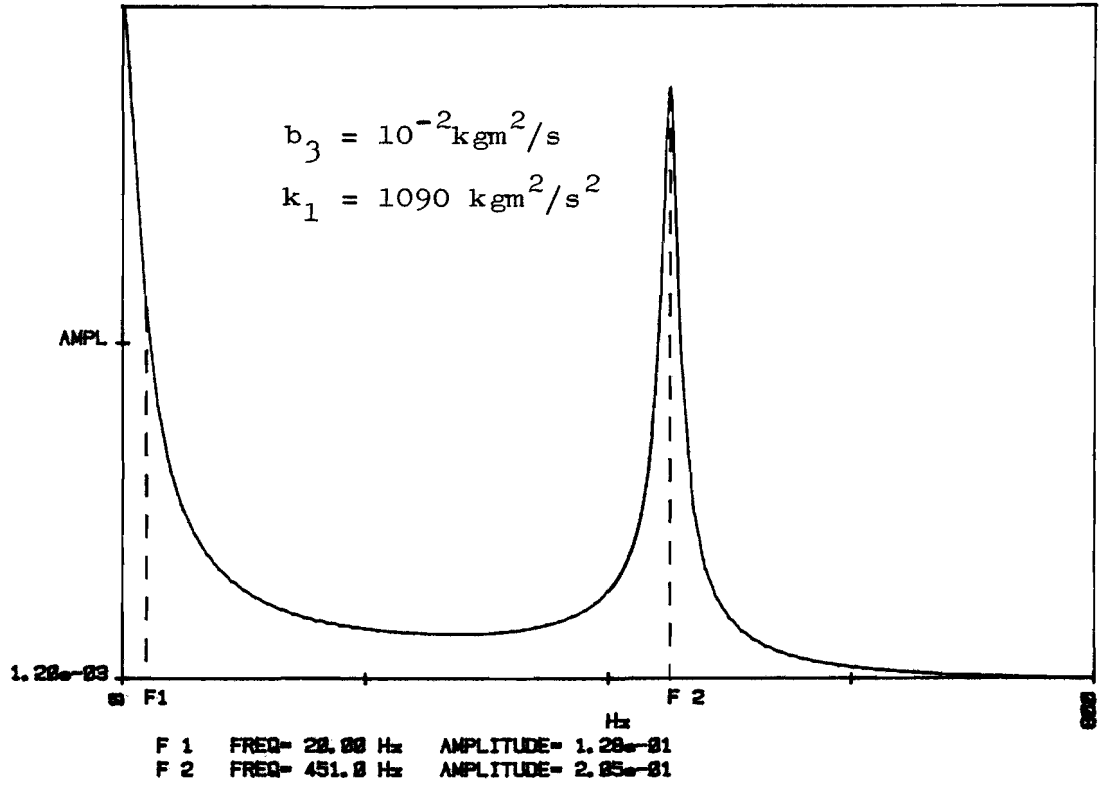


Fig. 2.21 Amplitudekarakteristiek van de motor-tacho-combinatie.

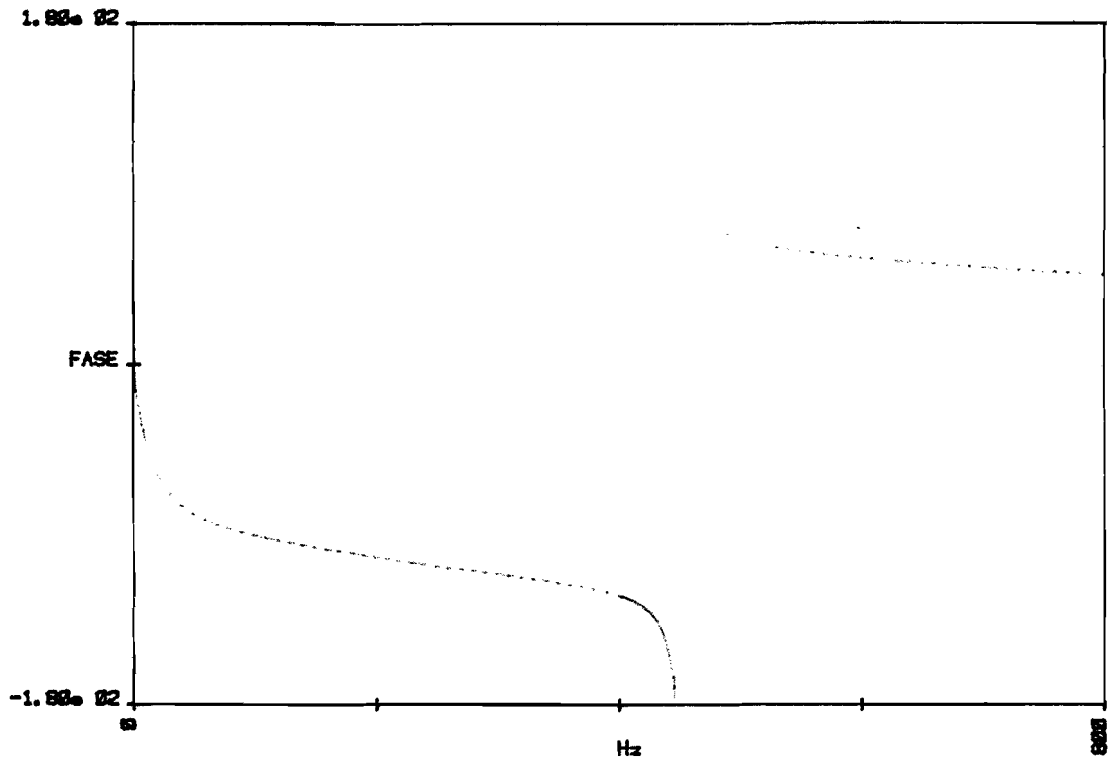


Fig. 2.22 fasekarakteristiek van de motor-tacho-combinatie.

Vergelijking van de resultaten van de nauwkeurige meting van fig. 2.8 en fig. 2.9 met de berekende bodediagrammen levert de volgende verschillen op.

- de resonantiefrequenties hebben verschillende waarden.

$$f_r \text{ gemeten} = 436 \text{ Hz} \qquad f_r \text{ berekend} = 450 \text{ Hz}$$

- de hoogte van de resonantiepiek is verschillend.

$$|H|(\omega_r) \text{ gemeten} = .257 \qquad |H|(\omega_r) \text{ berekend} = .20$$

Door nu de torsiestijfheid k_1 , die de ligging van de resonantiepiek bepaalt, en de demper b_3 , die de hoogte van de piek bepaalt, aan te passen, kunnen we de verschillen tussen berekening en meting kleiner maken. Na enig proberen vinden we de volgende waarden.

$$\text{voor } k_1 = 1020 \text{ kgm}^2/\text{s}^2 \qquad f_r \text{ berekend} = 436 \text{ Hz}$$

$$\text{voor } b_3 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2/\text{s} \qquad |H|(\omega_r) \text{ berekend} = .253$$

Het bodediagram dat bij deze waarden van k_1 en b_3 hoort vindt u in fig. 2.23 en fig. 2.24.

Wat nu nog niet overeenstemt, is de waarde van de dempingsverhouding β .

$$\beta \text{ gemeten} = 8.5 \cdot 10^{-3} \qquad \beta \text{ berekend} = 1.2 \cdot 10^{-2}$$

De dempingsverhouding β heeft te maken met de vorm van de resonantiepiek. Een hele smalle piek heeft een lagere β -waarde dan een bredere piek bij dezelfde frequentie. Het verschil in β -waarde tussen meting en berekening heeft te maken met de benadering, die voor de verbindingsdamping is ingevoerd.

Bij de metingen zijn twee motoren behandeld: een motor met koppeling ($f_r = 436 \text{ Hz}$) en een motor zonder koppeling ($f_r = 440 \text{ Hz}$).

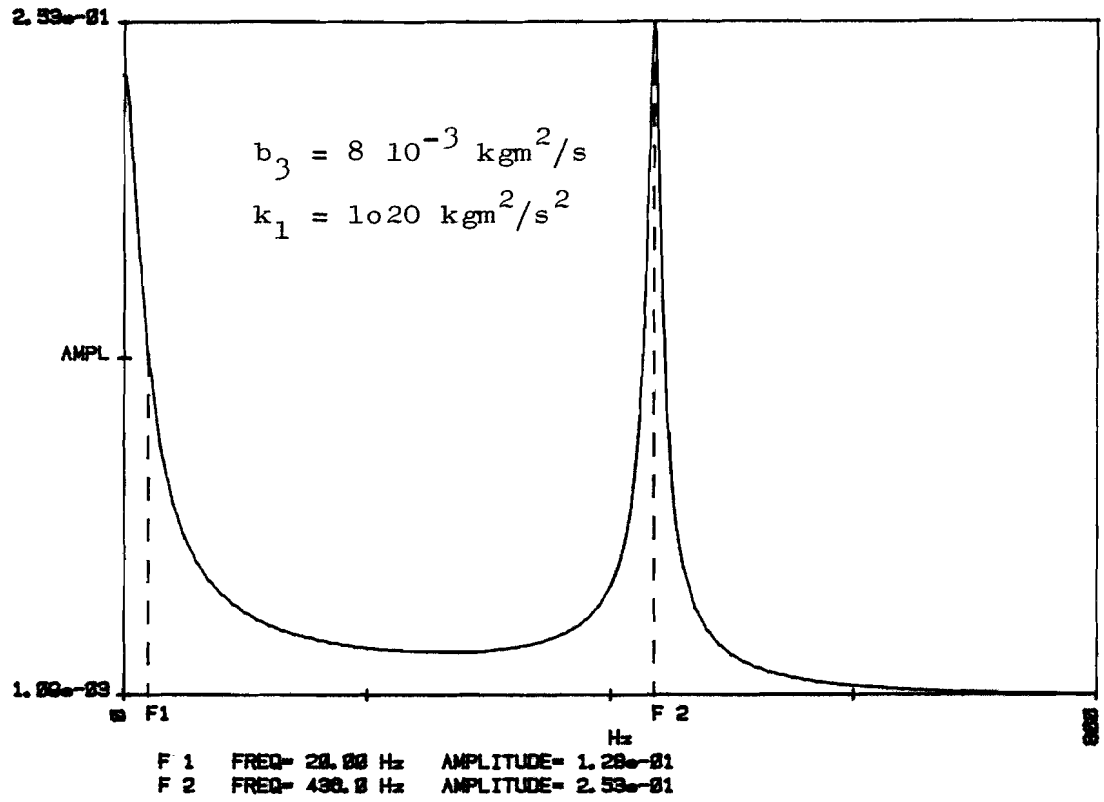


Fig. 2.23 Amplitudekarakteristiek van de motor-tacho-combinatie.

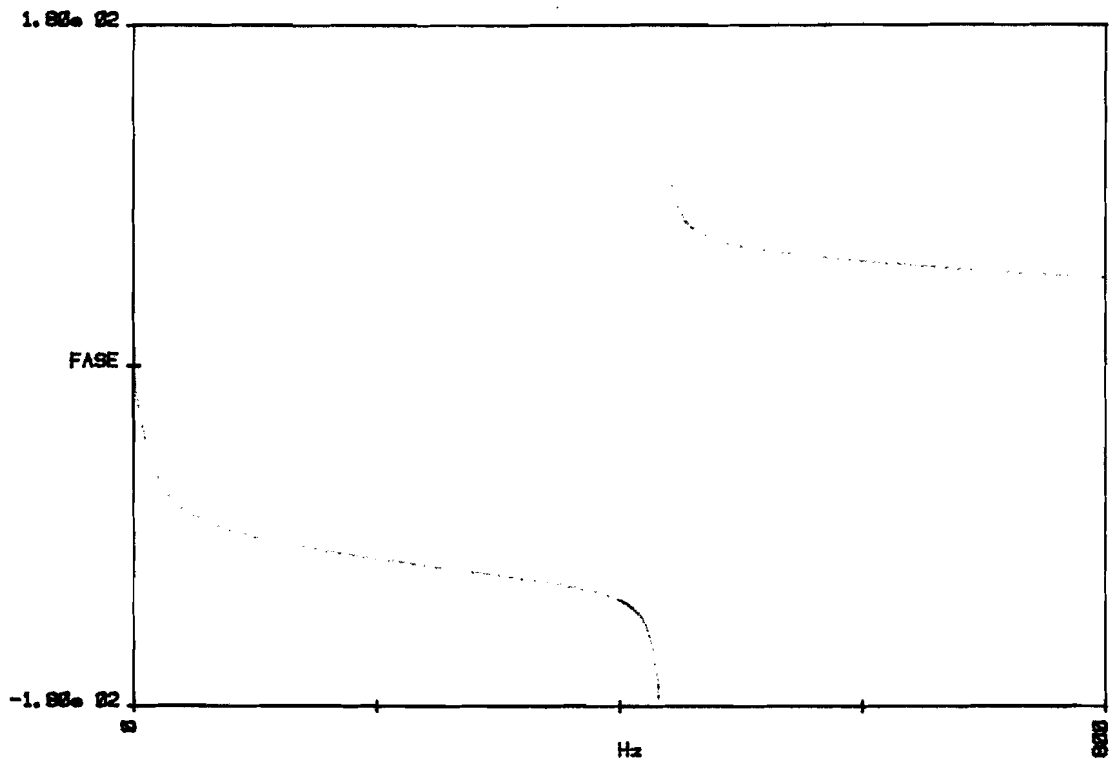


Fig. 2.24 Fasekarakteristiek van de motor-tacho-combinatie.

Dit komt bij de berekening ook naar voren.

zonder koppeling: $J_m = 1.2 \cdot 10^{-3}$, $f_r = 440$ Hz
met koppeling: $J_m = 1.45 \cdot 10^{-3}$, $f_r = 436$ Hz

Uit vergelijking van meetresultaten met berekening kan geconcludeerd worden, dat het model, dat opgezet is voor de motor-tacho-combinatie, de werkelijkheid goed dekt.

2.3.3 Benaderingsformules.

Hier worden uitdrukkingen gegeven, die een goede benadering vormen voor de karakteristieke grootheden van de overdrachtsfunctie, s_0 , f_1 , f_2 en f_r . Voor de dempingsverhouding β is geen eenvoudige benadering te vinden; β kan slechts uit de overdrachtsfunctie berekend worden.

- Uitdrukking voor s_0 .

Dit is geen benadering, maar geeft de exacte waarde voor s_0 (bijlage 1).

$$s_0 = k_1/b_3 \quad (2.13)$$

- Benadering voor f_1 .

Er van uitgaande, dat $1/s_1$ de elektrische tijdconstante van de motor is, kan f_1 benaderd worden door (lit. 2):

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{R}{L} \quad \text{Hz} \quad (2.14)$$

- Benadering voor f_2 .

Verondersteld wordt, dat de kantelfrequentie f_2 veroorzaakt wordt door het massatraagheidsmoment van de rotors van motor en tachometer. In dit geval kunnen we f_2 benaderen door (lit. 2):

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{c^2}{R(J_1 + J_2)} \quad \text{Hz} \quad (2.15)$$

- Benadering voor f_r .

Verondersteld wordt, dat f_r de eigenfrequentie is van het mechanische systeem rotor-as-rotor (fig. 2.21).

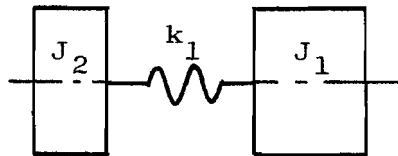


fig. 2.21 Mechanisch systeem rotor-as-rotor.

In dit geval is een goede benadering voor de eigenfrequentie voor torsietrillingen (lit. 3):

$$f_r = \sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}} \cdot \frac{1}{2\pi} k_1 \quad \text{Hz} \quad (2.16)$$

Uit vergelijking van de waarden voor f_1 , f_2 en f_r , berekend uit de overdrachtsfunctie (2.9), met de benaderingen van deze grootheden blijkt, dat de benaderingen goed voldoen. De afwijkingen met de waarden uit de overdrachtsfunctie (2.9) zijn kleiner dan 5%. Dit is nagegaan voor verschillende waarden van b_1 , b_2 , b_3 , k_1 en J_1 .

HOOFDSTUK 3. De sledepartij.

3.1 INLEIDING.

In dit hoofdstuk wordt de sledepartij besproken. Dit is het gestippeld omlijnd deel in fig. 3.1.

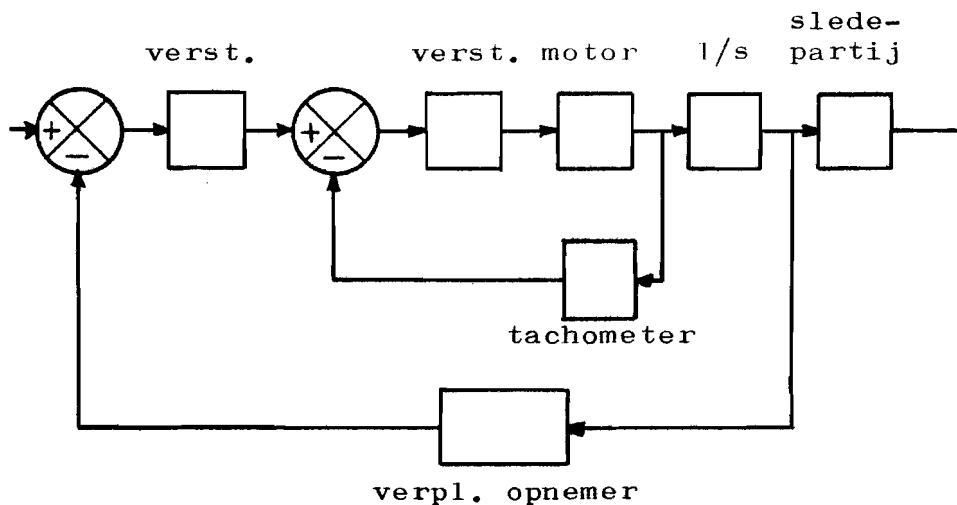


fig. 3.1 Het aandrijfsysteem.

Het dynamisch gedrag van de sledepartij is hier onderzocht. Daartoe zijn de mogelijke trillingsvormen van de sledepartij bestudeerd en is nagegaan, welke trillingen van belang zijn en welke niet.

Verder zijn een aantal modellen en berekeningsmethoden ontwikkeld om eigenfrequenties te bepalen. Deze worden met elkaar vergeleken door middel van rekenvoorbeelden. Aan de hand daarvan worden uitspraken gedaan over de toepasbaarheid van de berekeningsmethoden en modellen.

3.2 TRILLINGSVORMEN.

De sledepartij van een numeriek bestuurd draaibank is weergegeven in fig. 3.2.

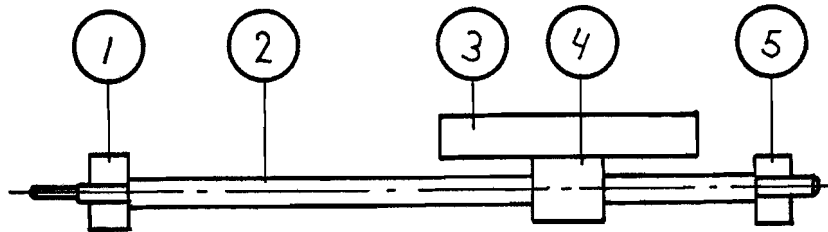


fig. 3.2 De sledepartij.

- | | |
|----------------------------|---------------------------------------|
| 1: radiaal lager. | 4: kogelomloopmoer. |
| 2: spindel. | 5: gecombineerd radiaal-axiaal lager. |
| 3: gereedschaps-
slede. | |

De axiale beweging van de spindel is hier verhinderd door één gecombineerd radiaal-axiaal lager. Een andere mogelijkheid is, de spindel aan twee zijden axiaal op te sluiten (lit. 5). De axiale stijfheid van de spindel wordt hierdoor verhoogd, maar tevens de moeilijkheden bij het monteren ervan. De spindel moet in dit geval met voorspanning (trekspanning) gemonteerd worden, om knik ten gevolge van uitzetting door temperatuurstijging te voorkomen. Bij de sledepartij van de Hembrug is de spindel aan een zijde axiaal opgesloten en worden lengteveranderingen van de spindel ten gevolge van temperatuurwisselingen opvangen door een in axiale richting zeer elastische koppeling.

De trillingen van de sledepartij, die hier van belang zijn, treden op in de spindel. In principe kunnen drie soorten trillingen optreden:

- buigingstrillingen.
- longitudinale trillingen.
- torsietrillingen.

We zullen deze trillingsvormen een voor een behandelen.

3.2.1 Buigingstrillingen.

Door de nauwkeurige fabricage van spindels voor kogelomloopmoeren is de onbalans voor rotatie zeer klein. Het maximale toerental van de spindel ligt bij ongeveer 2000 omw/min, vrij laag dus, wat de kans op buigingsstrillingen verkleint.

Verder heeft het optreden van buigingstrillingen slechts als tweede orde effect lengteverandering van de spindel tot gevolg. Bij een direct meetsysteem, zoals in hoofdstuk 1 besproken, speelt dit tweede orde effect geen rol van betekenis.

Als de indirecte meetmethode wordt gebruikt, is van buigingsstrillingen helemaal niets te merken. Immers, de hoekverdraaiing van de spindel, die bij het indirect meetsysteem gemeten wordt, wordt niet beïnvloed door deze trillingen. De conclusie is, dat buigingstrillingen niet van belang zijn voor het dynamisch gedrag van de sledepartij.

3.2.2 Longitudinale trillingen.

Deze trillingen, die tot uiting komen in lengteverandering van de spindel, hebben direct invloed op de geometrie van het werkstuk, omdat de lengteveranderingen van de spindel, via de kogelomloopmoer, verplaatsingen van de gereedschapslede tot gevolg hebben. Deze verplaatsingen hebben nauwelijks invloed op de maatnauwkeurigheid.

Bij een indirect meetsysteem, waar de hoekverdraaiing van de spindel wordt gemeten, hebben longitudinale trillingen geen invloed. Bij meting van de verplaatsing van de slede, een direct meetsysteem dus, worden deze trillingen wel geregistreerd en kunnen ze opslingeringen veroorzaken in de positieregelkring van het aandrijfsysteem.

Het onderzoek naar het dynamisch gedrag van een aandrijfsysteem wordt verricht aan de hand van een aandrijfsysteem met een indirecte meetmethode en om die reden worden longitudinale trillingen niet meegenomen in deze studie.

Om een idee te krijgen van de orde grootte van de waarde van de eigenfrequentie voor longitudinale trillingen, is een berekening van de eigenfrequentie uitgevoerd met gegevens van de z-as van het aandrijfsysteem van de CNC 200, een draaibank van de N.V. Hembrug.

Omdat de spindel aan een kant axiaal opgesloten is, is een model gemaakt zoals weergegeven in fig. 3.3.

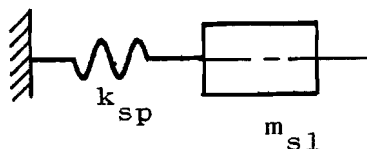


fig. 3.3 Model van de sledepartij voor longitudinale trillingen.

k_{sp} : axiale stijfheid van de spindel (N/m).

m_{sl} : massa van de slede (kg).

Uit fig. 3.4 volgt:

$$F = k \cdot \Delta l \quad (3.1)$$

$$\Delta l = l \cdot \frac{\sigma}{E} = \frac{4lF}{\pi E d^2} \quad (3.2)$$

Voor de axiale stijfheid volgt uit (3.1) en (3.2) dat

$$k_{sp} = \frac{E \pi d^2}{4l} \quad (3.3)$$

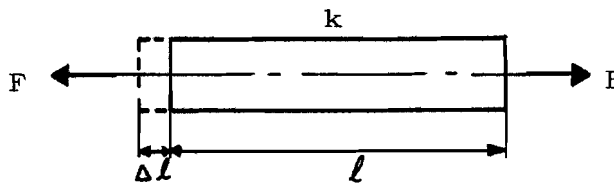


fig. 3.4 Longitudinale trillingen
in de spindel.

Voor de eigenfrequentie van het systeem van fig. 3.3 geldt
(lit. 3):

$$\nu_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{sp}}{m_{s1}}} \quad \text{Hz} \quad (3.4)$$

Dit is een redelijke benadering als de massa van de spindel
klein is ten opzichte van de massa van de slede.

Van de CNC 200 zijn de volgende gegevens beschikbaar:

l_{sp}	: lengte van de spindel	1.5 m
d_{sp}	: diameter van de spindel	35 mm
m_{s1}	: massa van de slede	325 kg

De massa van de spindel is:

$$m_{sp} = (\rho \pi d_{sp}^2 l_{sp}) / 4 = 12 \text{ kg}$$

De massa van de spindel is dus klein ten opzichte van de
slede.

Voor de veerstijfheid geldt:

$$k_{sp} = 1.35 \cdot 10^8 \text{ N/m}$$

En voor de eigenfrequentie:

$$f_r = 102 \text{ Hz} \quad (3.5)$$

3.2.3 Torsietrillingen.

Deze trillingsvorm wordt via een overbrenging, de kogelomloopmoer, omgezet in een longitudinale trilling van de gereedschapsslede (fig. 3.5).

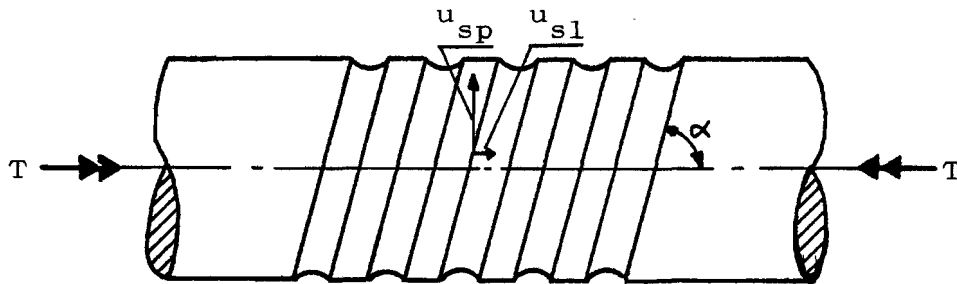


fig. 3.5 Spindel voor een kogelomloopmoer.

u_{sp} : verplaatsing van een punt van de spindel.

u_{sl} : verplaatsing van de slede.

Uit fig. 3.5 volgt het verband tussen u_{sp} en u_{sl} :

$$\frac{u_{sp}}{u_{sl}} = \tan \alpha \quad (3.6)$$

Bij een spindel met diameter $d_{sp} = 40 \text{ mm}$ en spoed $s_{sp} = 5 \text{ mm}$ geldt:

$$\frac{u_{sl}}{u_{sp}} = \frac{s_{sp}}{\pi d} = .04$$

De amplitude van de longitudinale trilling ten gevolge van torsietrilling bedraagt dus 4% van de amplitude van deze torsietrilling. Deze beweging is verwaarloosbaar ten opzichte van de beweging van de gereedschapsslede ten gevolge van longitudinale trillingen van de spindel.

Bij een direct meetsysteem zijn deze trillingen dan ook niet van belang. Bij een indirect meetsysteem wordt deze trillingsvorm direct gemeten en kan opslingeren veroorzaken in de positieregelkring.

In de volgende paragraaf zal de torsietrilling dan ook uitgebreid behandeld worden.

3.3 MODELFORMING.

Om het dynamisch gedrag van de sledepartij met betrekking tot torsietrillingen te onderzoeken zijn een aantal modellen ontwikkeld met behulp waarvan de eigenfrequenties voor torsietrillingen van de spindel berekend worden.

Er zijn twee modellen met berekeningsmethode ontwikkeld:

- een eenvoudig massa-veer-systeem, met een eenvoudige berekening voor de eigenfrequentie.
- een wat ingewikkelder model, met een geavanceerde berekeningsmethode voor de eigenfrequentie: de Raleigh-Ritz-methode.

Bij deze modellen is de eigenfrequentie bepaald bij twee verschillende randvoorwaarden:

- een helemaal vrij trillende spindel.
- een éénzijdig ingeklemde spindel.

Deze situaties worden nu een voor een besproken en er worden berekeningsvoorbeelden gegeven voor iedere situatie.

3.3.1 Het massa-veer-systeem model.

Voor een vrij trillende spindel is het model weergegeven in fig. 3.6.

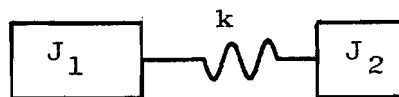


fig. 3.6 Model van de sledepartij voor torsietrillingen (niet ingeklemd).

Er geldt:

$$J_t = J_{kpp} + \frac{1}{2} J_{sp} \quad (3.7)$$

$$J_2 = J_{sl} + \frac{1}{2} J_{sp} \quad (3.8)$$

$$k = \frac{k_{kpp} \cdot k_{sp}}{k_{kpp} + k_{sp}} \quad (3.9)$$

Het is logisch om bij zo'n model het massatraagheidsmoment van de spindel te verdelen over de massatraagheden J_1 en J_2 . Voor de verdeling is in dit geval de factor $\frac{1}{2}$ gekozen. Het traagheidsmoment J_{s1} is het gereduceerde traagheidsmoment van de slede.

$$J_{sl} = \frac{m_{sl} s_{sp}^2}{4 \pi^2} \quad (3.10)$$

Voor de eigenfrequentie geldt:

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}} \quad (3.11)$$

Voor de z-as van de CNC 200, een draaibank van de Hembrug is deze frequentie uitgerekend. Alvorens dit voorbeeld uit te werken volgen eerst de gegevens van de CNC 200.

Gegevens van de z-as van de CNC 200:

massa slede	m_{s1}		235 kg
diameter spindel	d_{sp}		35 mm
spoed spindel	s_{sp}		5 mm
lengte spindel	l_{sp}		1.5 m
massatraagheidsmoment	J_{sp}	$\pi \rho d^4 l / 32$	$1.73 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$

torsiestijfheid	k_{sp}	$G\pi d^4/32\ell$	$7.86 \cdot 10^3 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$
gereduceerd massa- traagheidsmoment	J_{s1}	$m_{s1}s_{sp}^2/4\pi^2$	$2.1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
massatraagheids- moment koppeling	J_{kpp}		$2.5 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
torsiestijfheid koppeling	k_{kpp}		$23 \cdot 10^3 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

Nu wordt de eigenfrequentie voor het model van fig. 3.6 berekend.

uit (3.7): $J_1 = 1.12 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$
 uit (3.8): $J_2 = 1.08 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$
 uit (3.9): $k = 5.85 \cdot 10^3 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

De eigenfrequentie wordt nu $f_r = 520 \text{ Hz}$.

Voor een spindel, die aan één zijde is ingeklemd, is het volgende model gemaakt (fig. 3.7).

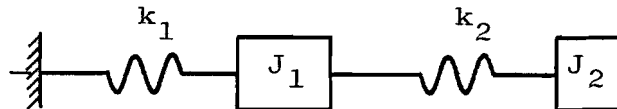


fig. 3.7 Model van de sledepartij voor torsie-trillingen (eenzijdig ingeklemd).

Aangenomen is: $J_1 = J_{kpp} + \frac{1}{2}J_{sp}$ (3.12)

$J_2 = J_{s1} + \frac{1}{2}J_{sp}$ (3.13)

$k_1 = k_{kpp}$ (3.14)

$k_2 = k_{sp}$ (3.15)

Voor de laagste eigenfrequentie ω_r van dit systeem geldt (bijlage 4):

$$\omega_r^2 = \frac{1}{2} \left\{ \frac{c_{11}}{a_{11}} + \frac{c_{22}}{a_{22}} - \sqrt{\left(\frac{c_{11}}{a_{11}} - \frac{c_{22}}{a_{22}} \right)^2 + \frac{4c_{12}^2}{a_{11}a_{22}}} \right\} \quad (3.16)$$

Met: $c_{11} = k_1 + k_2$ $a_{11} = J_1$
 $c_{22} = k_2$ $a_{22} = J_2$
 $c_{12} = -k_2$

Voor de eigenfrequentie van de sledepartij van de CNC 200 vinden we nu:

$$f_r = 360 \text{ Hz}$$

3.3.2 De Raleigh-Ritz-methode.

Bij deze methode worden het massatraagheidsmoment en de torsiestijfheid van de koppeling en de slede vertaald in een lengte l en een diameter d van een uniforme as. Deze as heeft hetzelfde massatraagheidsmoment en dezelfde torsiestijfheid als de koppeling of de slede.

Op deze manier wordt de sledepartij weergegeven door een as, opgebouwd uit verschillende deelasen (fig. 3.8).

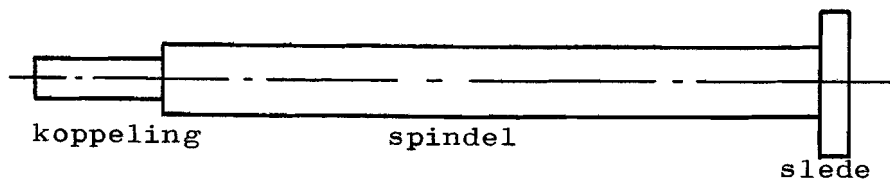


fig. 3.8 Model van de sledepartij.

Nu wordt m.b.v. de Raleigh-Ritz-methode de laagste eigenfrequentie f_r bepaald bij twee verschillende randvoorwaarden:

- de spindel is niet ingeklemd; vrije trilling(fig. 3.8).
- de spindel is aan een zijde ingeklemd(fig. 3.9).

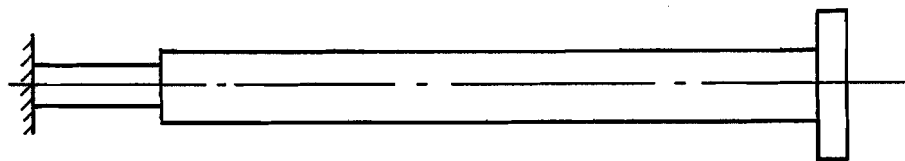


fig. 3.9 Model van de sledepartij voor torsietrillingen bij eenzijdige inklemming.

Eerst moeten nu de afmetingen van de deelassen bepaald worden uit het massatraagheidsmoment en de torsiestijfheid. Dit gaat als volgt. Voor de torsiestijfheid van een uniforme as, diameter d en lengte l , geldt:

$$k = \frac{G \pi d^4}{32 l} \quad (3.17)$$

$$J = \frac{\pi \rho d^4 l}{32} \quad (3.18)$$

Nu zijn d en l uit te drukken in J en k .

$$l = \sqrt{\frac{G J}{\rho k}} \quad (3.19)$$

$$d = \sqrt[8]{\frac{k J}{G \rho} \left(\frac{32}{\pi}\right)^2} \quad (3.20)$$

Voor de CNC 200 kan nu de vorm van de deelassen bepaald worden. De torsiestijfheid van de kogelomloopmoer is niet gegeven. In de literatuur (lit. 5) worden richtwaarden voor de axiale stijfheid van kogelomloopmoeren gegeven. De grootte-orde is 10^7 tot 10^8 N/m. Als we nu de waarde van de torsiestijfheid van de deelass, die de slede voorstelt, ook in deze grootte-orde nemen, kunnen we ook de afmetingen van deze deelass bepalen. Het resultaat van deze omzetting is een as met afmetingen zoals in fig. 3.10 weergegeven.

Voor de koppeling volgt uit (3.19) en (3.20):
 $l = 330$ mm
 $d = 31$ mm
Voor de slede volgt:
 $l = 10$ mm
 $d = 72$ mm

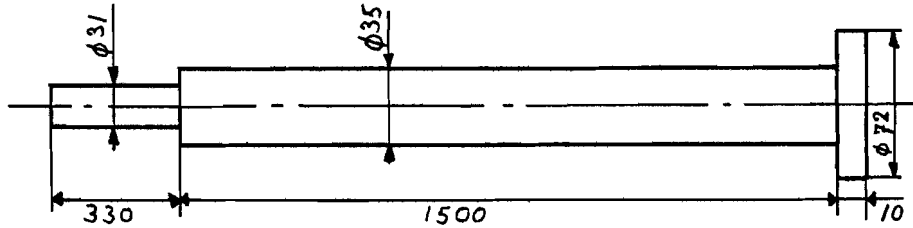


fig. 3.10 De sledepartij van de CNC 200 voor berekening m.b.v. de Raleigh-Ritz-methode.

De afmetingen van de spindel blijven onveranderd.

Nu kan m.b.v. de Raleigh-Ritz-methode de laagste eigenfrequentie voor torsietrillingen van de sledepartij van de CNC 200 berekend worden bij de twee gegeven randvoorwaarden (fig. 3.8 en fig. 3.9). Dit gebeurt m.b.v. een rekenprogramma, dat geschreven is voor een programmeerbare zakrekenmachine. De Raleigh-Ritz-methode en het programma worden behandeld in bijlage 5, hier wordt volstaan met het vermelden van de resultaten.

Voor de vrij opgehangen spindel is als laagste eigenfrequentie gevonden:

$$f_r = 786 \text{ Hz}$$

Voor de eenzijdig ingeklemde spindel geldt voor de eigenfrequentie:

$$f_r = 680 \text{ Hz}$$

Vergelijken we nu de twee methoden aan de hand van de berekende eigenfrequenties, dan zien we het volgende (tabel 3.1).

We zien dat de resultaten van de twee methoden elkaar niet dekken.

	f_r (Hz) massa-veer-systeem	f_r (Hz) Raleigh-Ritz-methode
vrije trilling	520	786
eenzijdige inklemming	360	680

tabel 3.1 Eigenfrequenties van de sledepartij.

Bij deze vorm van de spindel is het moeilijk een passend massa-veer-systeem te vinden. De Raleigh-Ritz-methode is voor deze spindel veel geschikter.

Er van uitgaande, dat de Raleigh-Ritz-methode een betere benadering van de eigenfrequentie oplevert dan de berekening aan de hand van het massa-veer-systeem, kunnen we stellen, dat de berekening van de eigenfrequentie voor torsie-trillingen van de sledepartij niet gedaan kan worden m.b.v. een simpele benadering als het massa-veer-systeem. De bepaling van de eigenfrequentie m.b.v. de Raleigh-Ritz-methode of bijvoorbeeld de eindige-elementen-methode is wel toepasbaar.

De spindel is voorzien van een groef, waar de kogels van de kogelomloopmoer in lopen. De diameter, die aangenomen wordt voor de bepaling van het massatraagheidsmoment en de torsiestijfheid, ligt ergens tussen d_1 en d_2 (fig. 3.11).



fig. 3.11 Detail van de spindel.

Om te bepalen of de keuze van de diameter veel invloed heeft op de eigenfrequentie, is de gevoeligheid van de eigenfrequentie voor verandering van de diameter onderzocht (tabel 3.2).

d_{sp} (mm)	f_r (Hz)
31	701
33	747
35	786
37	818
39	845

tabel 3.2 Eigenfrequentie bij verschillende diameters van de spindel.

Hieruit blijkt, dat een nauwkeurige bepaling van de diameter wel zin heeft.

Voor de CNC 200 geldt bijvoorbeeld: $d_1 = 35$ mm
 $d_2 = 3.2$ mm

Dit diameterverschil levert een verschil in eigenfrequentie op van ongeveer 50 Hz. Als vuistregel wordt vaak gebruikt:

$$d = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$$

Deze regel kan hier ook toegepast worden.

De plaats van de slede ten opzichte van de spindel heeft invloed op de laagste eigenfrequentie. Tot nu toe is bij de berekeningen de slede steeds aan het einde van de spindel geplaatst. Met behulp van het rekenprogramma voor de Raleigh-Ritz-methode is het verloop van de laagste eigenfrequentie als functie van de plaats van de slede bepaald (fig. 3.12).

Dat de grootste waarde voor de eigenfrequentie f_r bereikt wordt als de slede ongeveer in het midden staat, is te verklaren uit het feit dat de sledemassa zich juist in een knoop bevindt en slechts weinig beweegt.

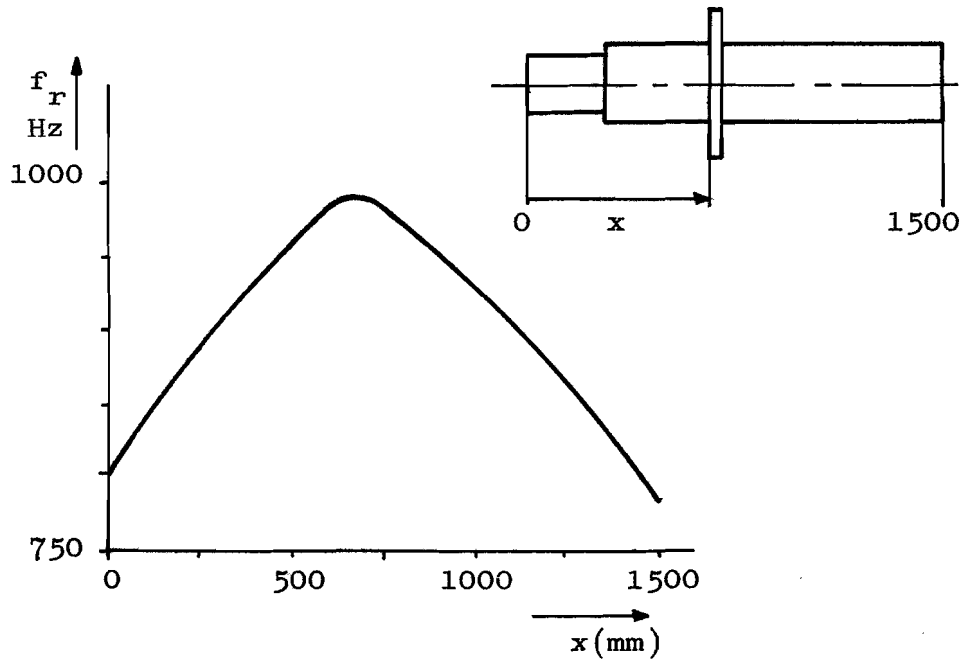


fig. 3.12 Eigenfrequentie f_r als functie van de plaats van de slede.

HOOFDSTUK 4. De combinatie motor-tacho-sledepartij.

4.1 INLEIDING.

In dit hoofdstuk wordt de combinatie motor-tacho-sledepartij besproken. In de overzichtstekening (fig. 4.1) is dit gestippeld omlind.

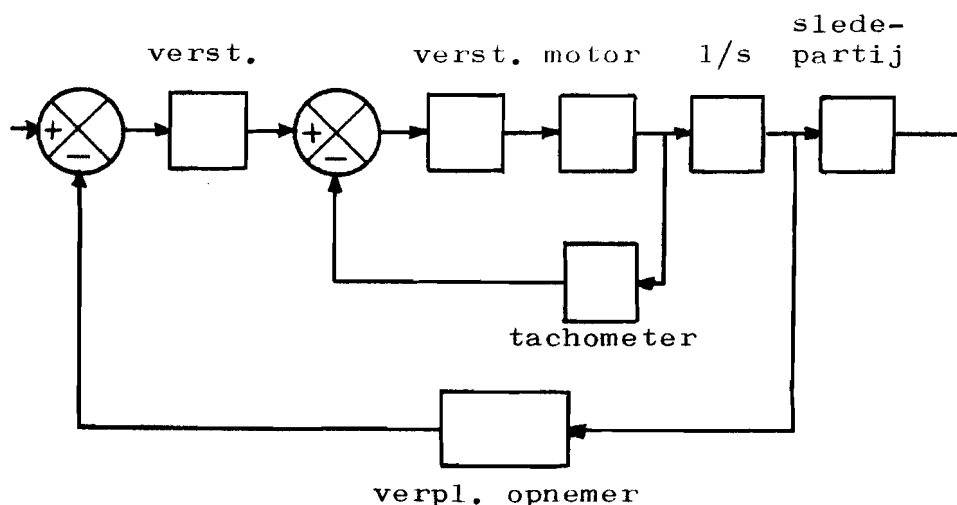


fig. 4.1 Het aandrijfsysteem.

Hier wordt het dynamisch gedrag van de motor-tacho-sledepartij-combinatie bestudeerd.

Eerst worden de metingen, die aan deze combinatie verricht zijn, behandeld. Vervolgens wordt het voor dit deel van het aandrijfsysteem ontwikkelde model beschreven. Daarna wordt de responsie in het frequentiedomein besproken. Dit gebeurt aan de hand van twee rekenprogramma's, die de overdrachtsfunctie bepalen. Als laatste komt de responsie in het tijddomein aan de orde. Hierbij wordt het verband tussen overdrachtsfunctie (responsie in het frequentiedomein) en stapresponsie (responsie in het tijddomein) aangegeven aan de hand van voorbeelden, waarbij de overdrachtsfunctie en stapresponsie bij verschillende parameters worden berekend.

4.2 DE METINGEN.

De metingen van het dynamisch gedrag van de motor-tachosledepartij-combinatie zijn steeds uitgevoerd m.b.v. de Fast-Fourier-analyzer. Overeenkomstig de metingen in hoofdstuk 2 is het verband gemeten tussen U_m , de voedingspanning van de motor en U_t , het tachosignaal.

Naast het meten van de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ zijn ook nog metingen in het tijddomein verricht. De responsie van de tachometer $U_t(t)$ op een stapvormige verandering van de voedingsspanning van de motor $U_m(t)$ is gemeten. Verder zijn m.b.v. versnellingsopnemers, die op de slede en het frame gemonteerd zijn, nog metingen verricht aan de slede.

We zullen nu deze zaken een voor een bespreken.

4.2.1 Meting van de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$.

De meetopstelling is weergegeven in fig. 4.2.

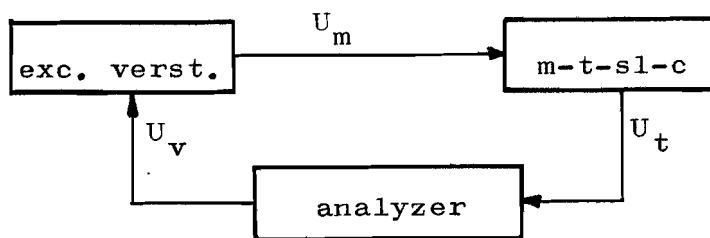


fig. 4.2 De meetopstelling voor het bepalen van $U_t(s)/U_m(s)$.

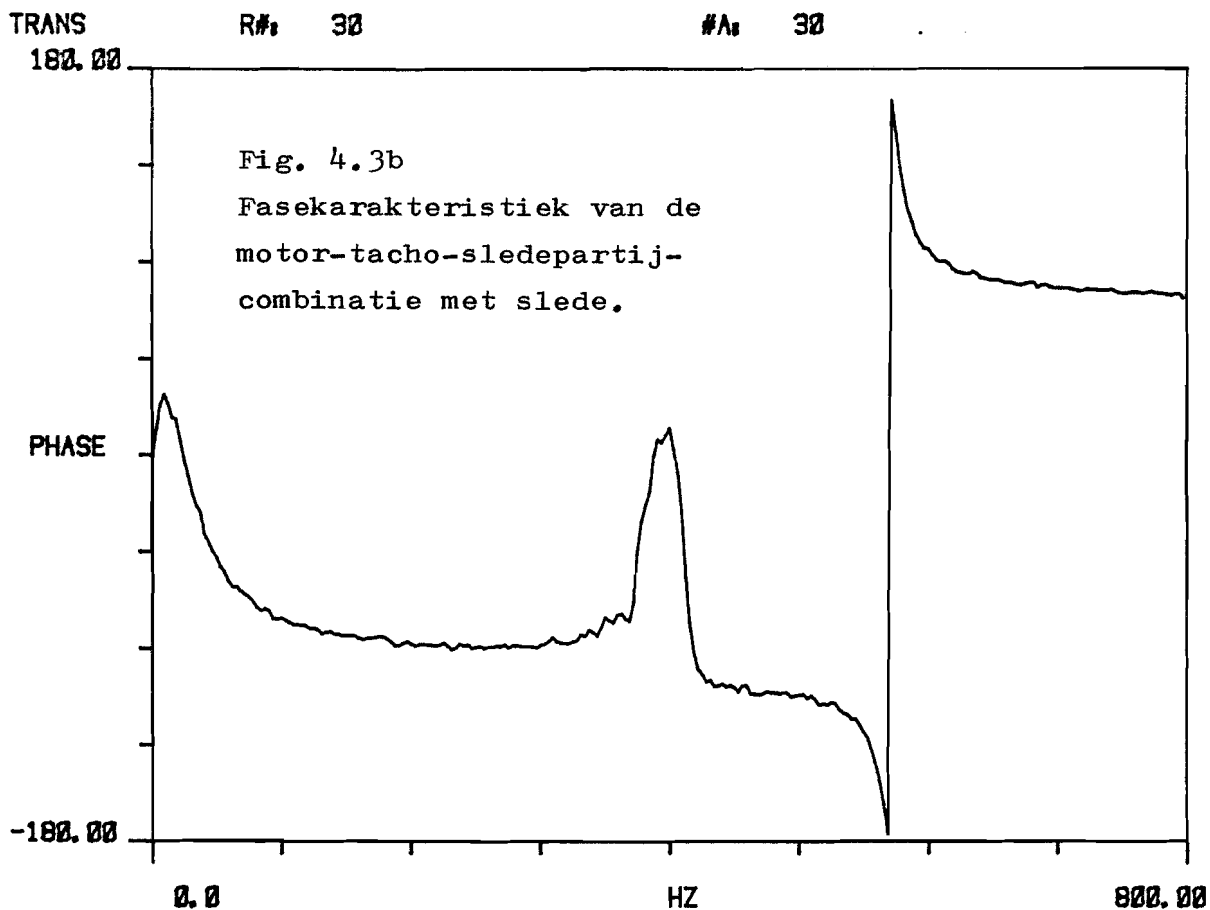
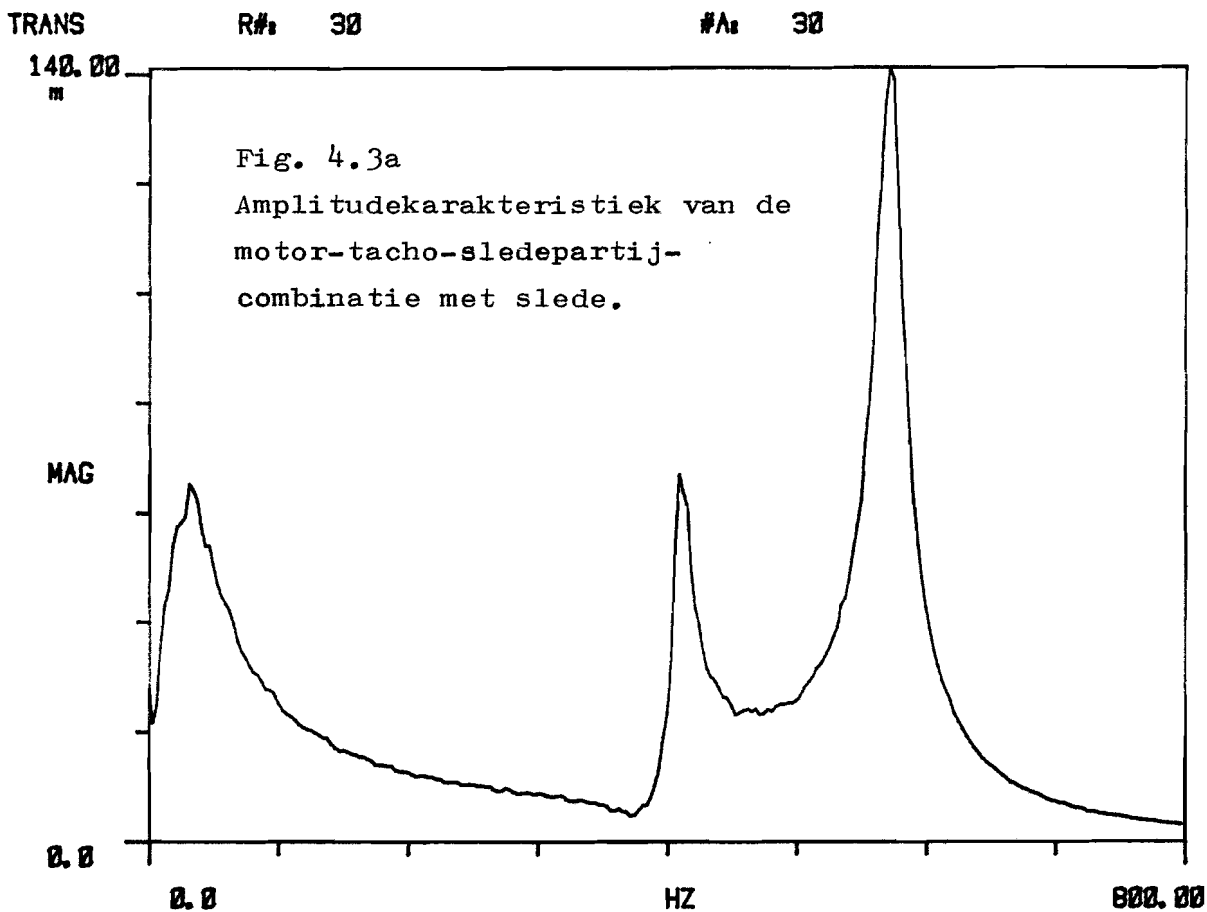
Het ingangssignaal is witte ruis, dat uit de ruisgenerator van de analyzer komt. Via de excitator-versterker wordt het naar de motor gestuurd. Het tachosignaal wordt gemeten door de analyzer.

Evenals bij de metingen in hoofdstuk 2 wordt niet U_m gemeten, maar U_v om storingsinvloeden te verminderen. In hoofdstuk 2 is duidelijk gemaakt, dat op zeer eenvoudige wijze uit de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_v(s)$ de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ te bepalen is; namelijk door de eerste te delen door de versterkingsfactor van de excitator-versterker.

Er is steeds gemeten van 0 Hz tot 800 Hz.

Eerst is de overdracht van de totale combinatie bepaald (fig. 4.3). We zien hier bij de amplitudekarakteristiek drie pieken: een bij 50 Hz, een bij 410 Hz en een bij 570 Hz. De eerste piek komt wat vreemd voor en daarom is opnieuw gemeten met een kleinere bandbreedte van 0 Hz tot 100 Hz (fig. 4.4). Hier blijkt de piek bij 50 Hz verdwenen te zijn. Het optreden van de piek bij 50 Hz blijkt dus een meetfout te zijn. De fase-achterstand (fig. 4.3.b) begint bij 0 graden, neemt vervolgens toe tot vlak voor de eerste piek, waarna de fase-achterstand sterk afneemt. Bij de eerste piek wordt het faseverschil weer groter en bij de tweede piek nog weer groter. Het uiteindelijke faseverschil bedraagt ongeveer 270 graden.

Vervolgens wordt de slede losgekoppeld en is de overdrachtsfunctie opnieuw gemeten (fig. 4.5). Er blijkt nauwelijks verschil te zijn tussen de overdracht met slede en de overdracht zonder slede. Bij de laatste overdracht is de eerste piek verschoven van 409 Hz naar 412 Hz en de ligging van de tweede piek is niet veranderd. Over de hoogte van de pieken is moeilijk een uitspraak te doen, omdat de meting daarvoor niet nauwkeurig genoeg is. De stap in de frequentie, bedraagt $\Delta f = 3.125$ Hz. Wel is te zien in de figuren 4.3 en 4.5, dat de amplituden van de pieken ongeveer gelijk zijn gebleven.



TRANS

R#: 29

#A: 30

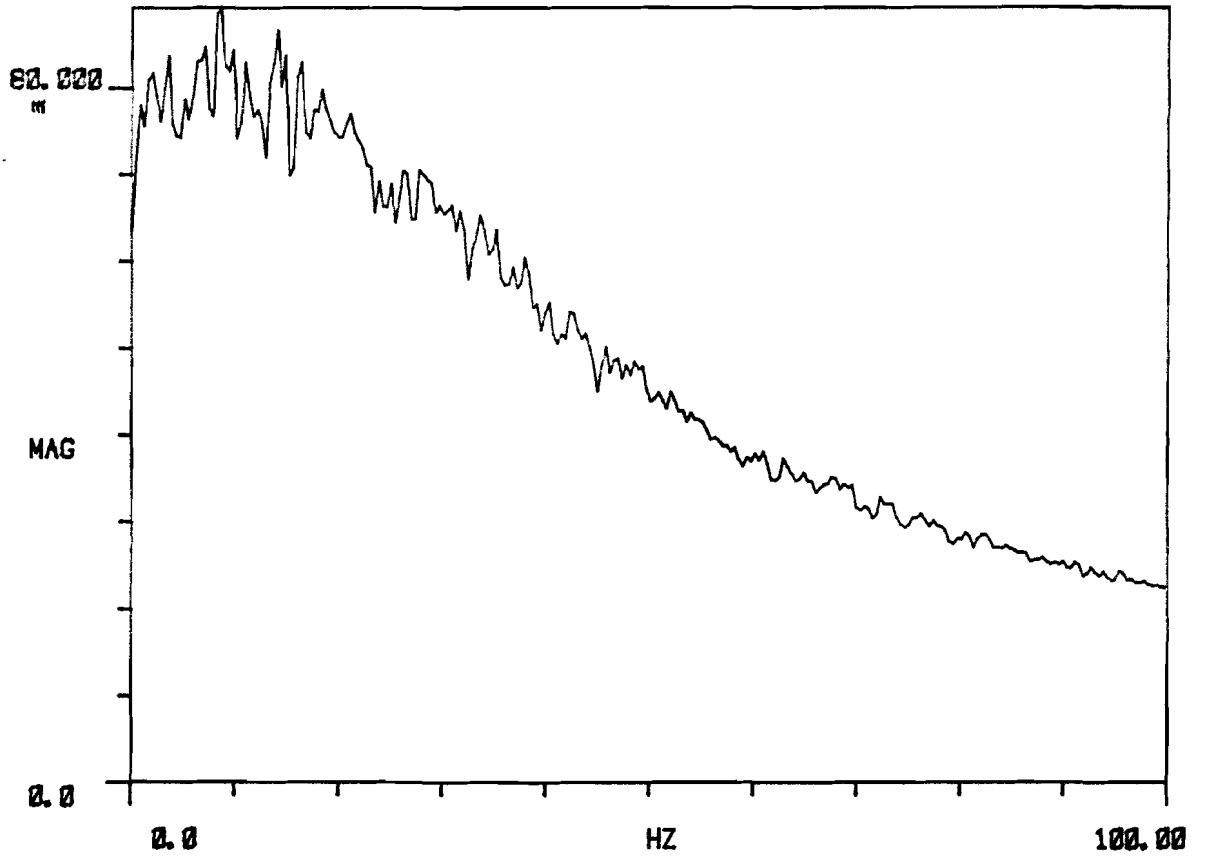
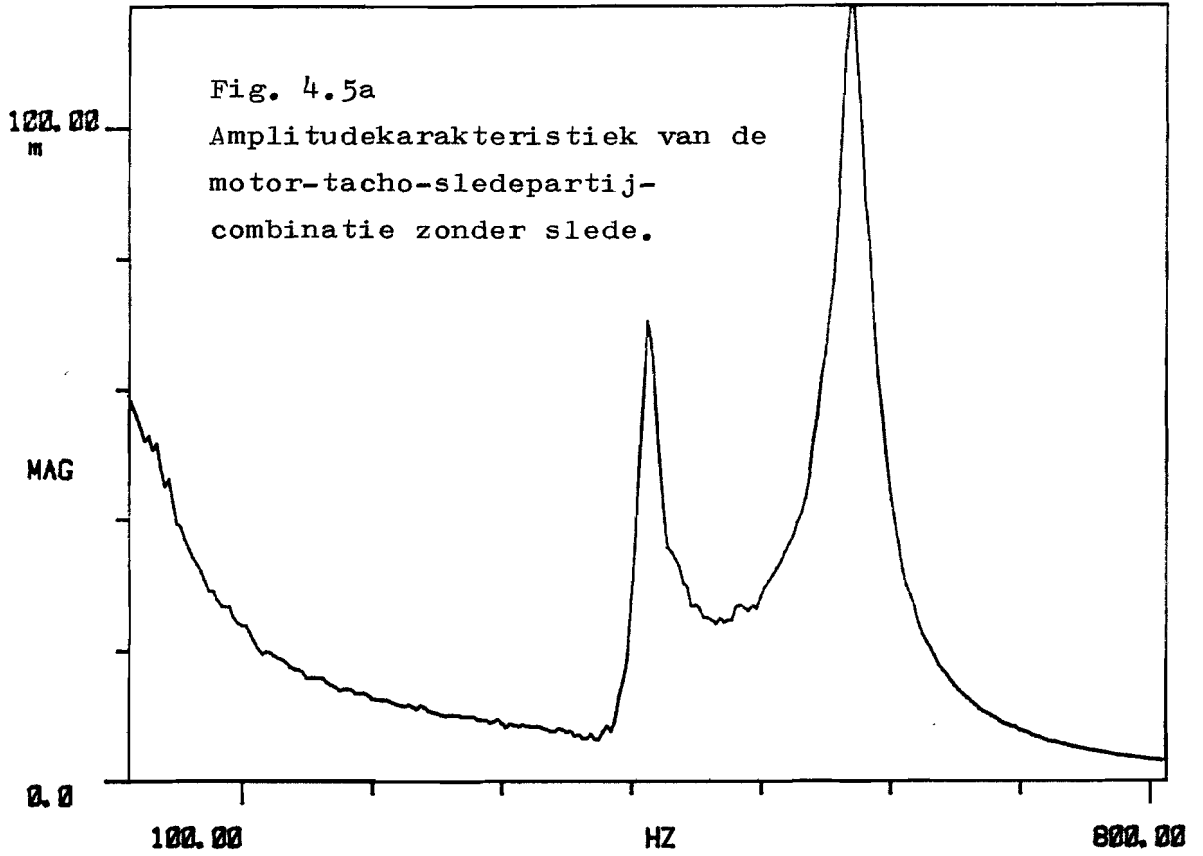


Fig. 4.4 Amplitudekarakteristiek van de motor-tacho-sledepartij-combinatie.

TRANS

R# 53

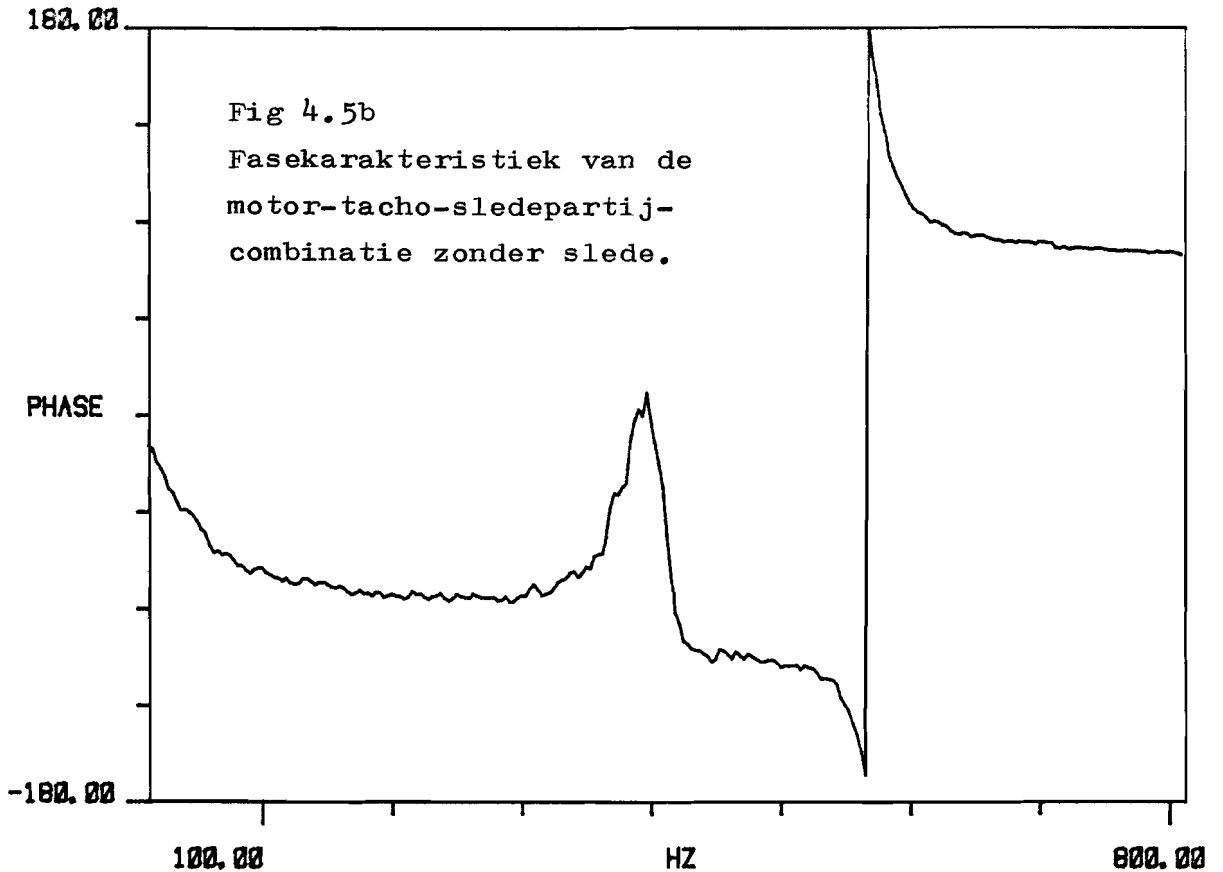
#A 30



TRANS

R# 53

#A 30



Verder in dit hoofdstuk zal door middel van berekeningen aangetoond worden, dat de invloed van de slede op de overdrachtsfunctie klein is.

Zoals reeds opgemerkt is, zijn de metingen met een bandbreedte van 800 Hz niet erg nauwkeurig. Daarom is het frequentiemeetgebied gesplitst in een aantal stukken, namelijk vier met een bandbreedte van 25 Hz en zeven met een bandbreedte van 100 Hz, te beginnen bij 0 Hz. Het resultaat van deze meting vindt u in fig. 4.6. Bij deze metingen is de slede gekoppeld aan de spindel.

Zoals in hoofdstuk 2 reeds naar voren kwam, is meten in de buurt van 0 Hz moeilijk met de analyzer. Daarom is er nog een meting uitgevoerd om de overdracht $U_t(s)/U_m(s)$ bij 0 Hz te bepalen. Daartoe is een gelijkspanningssignaal U_m variërend van 10 V tot 50 V op de motor gezet en is U_t tegen U_m uitgezet in een grafiek (fig. 4.7). Dit levert het volgende verband op.

$$\frac{U_t}{U_m} \text{ (gelijkspanning)} = \left. \frac{U_t(s)}{U_m(s)} \right|_{(0)} = 0.23$$

Ter vergelijking is ook het verband tussen U_t en U_m bij gelijkspanning U_m weergegeven voor het geval dat de slede losgekoppeld is. Uit de grafiek blijkt dat het verschil verwaarloosbaar is. Verder is in de figuur het verband tussen U_t en U_m getekend voor de motor-tacho-combinatie.

In de amplitudekarakteristiek van de overdrachtsfunctie van de motor-tacho-slededepartij-combinatie (fig. 4.6.a) treden twee resonantiepieken op.

TRANS

R# 85

#A 50

EXPAND

180.00

m

Fig. 4.6a
Amplitudekarakteristiek van
de motor-tacho-sledepartij-
combinatie.

MAG

0.0

0.0

HZ

800.00

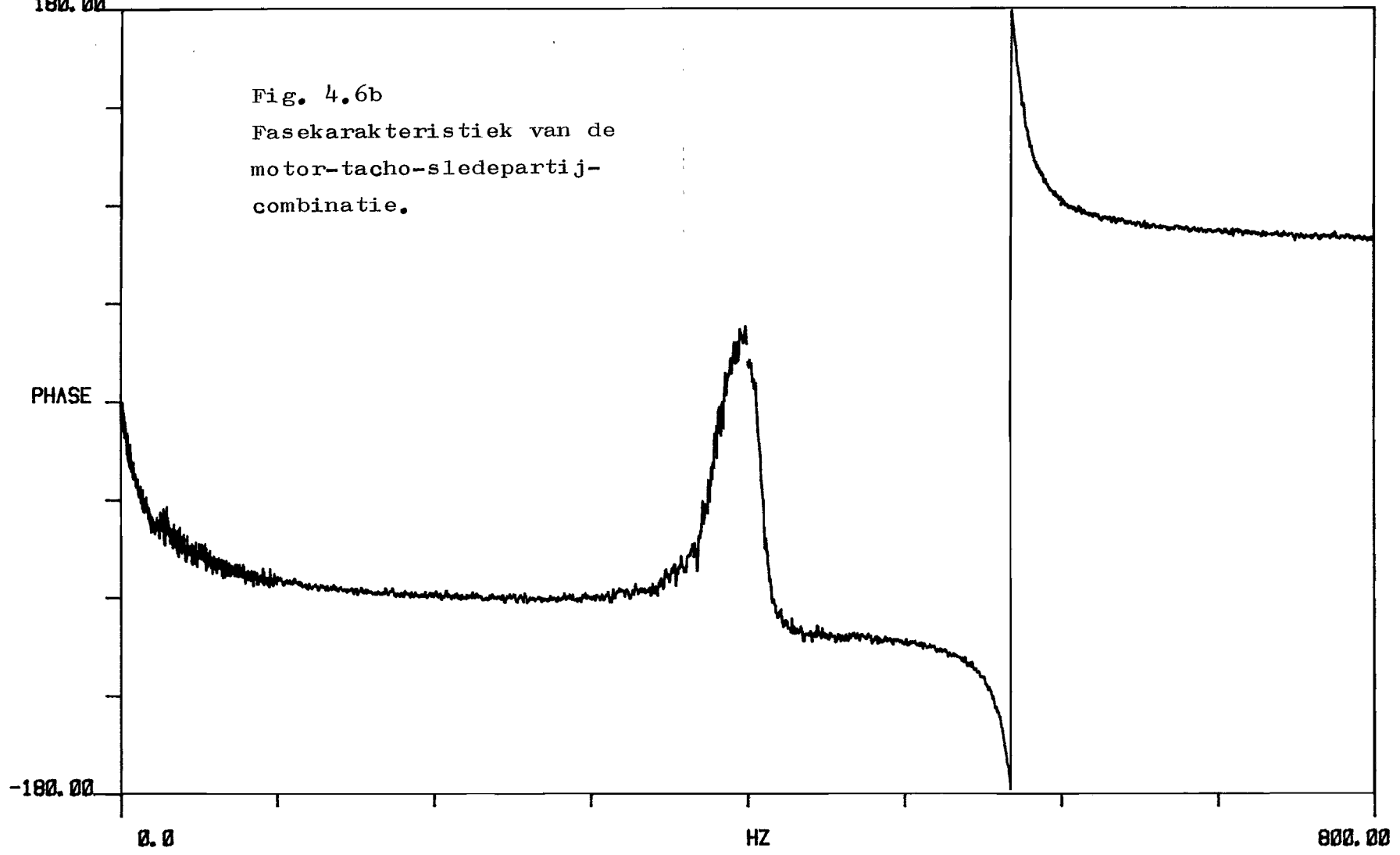
TRANS
180.00

R# 89

#A 50

EXPAND

Fig. 4.6b
Fasekarakteristiek van de
motor-tacho-sledepartij-
combinatie.



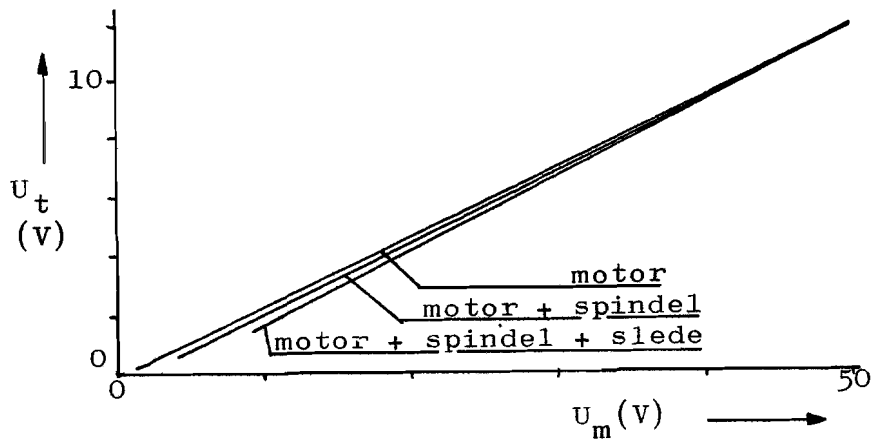


fig. 4.7 Het verband tussen U_t en U_m bij gelijkspanning U_m .

In de buurt van deze pieken is met een bandbreedte van 50 Hz en een centerfrequentie van 410 Hz voor de eerste piek en 575 Hz voor de tweede piek de meting opnieuw uitgevoerd (fig. 4.8 en fig. 4.9). Vervolgens is m.b.v. de analyzer de dempingsverhouding β van de twee pieken bepaald.

In fig. 4.8.b en fig. 4.9.b zijn de polaire figuren in de buurt van de pieken weergegeven. Verder in dit hoofdstuk wordt het volledige, weliswaar berekende polaire figuur weergegeven.

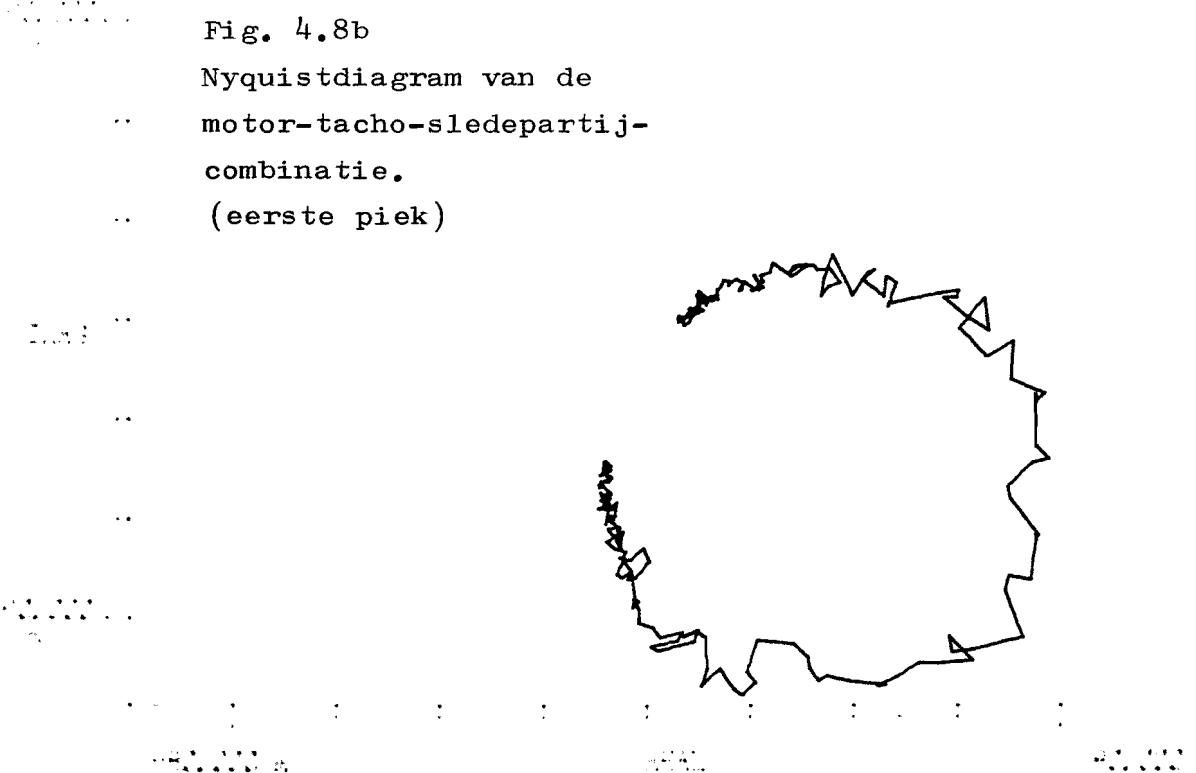
Nu worden de belangrijkste gegevens, die uit deze metingen volgen gerangschikt.

overdracht bij 0 Hz	$ H (0) = 0.23$
eerste piek: frequentie	$f_{r1} = 409 \text{ Hz}$
amplitude	$ H (f_{r1}) = 0.096$
dempingsverhouding	$\beta = 5.3 \cdot 10^{-3}$

Fig. 4.8a



Fig. 4.8b



TRANS

R# 82

#A 100

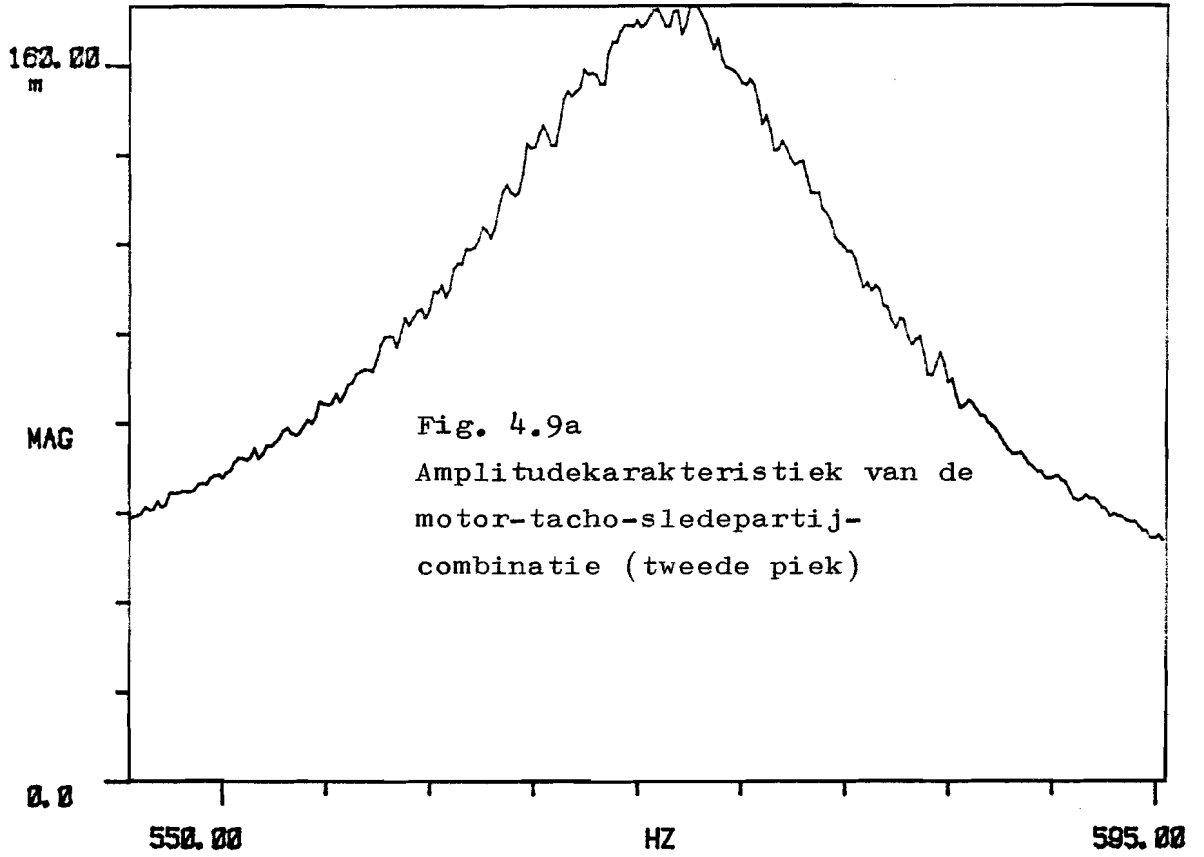


Fig. 4.9a
Amplitudekarakteristiek van de
motor-tacho-sledpartij-
combinatie (tweede piek)

TRANS

R# 82

#A 100

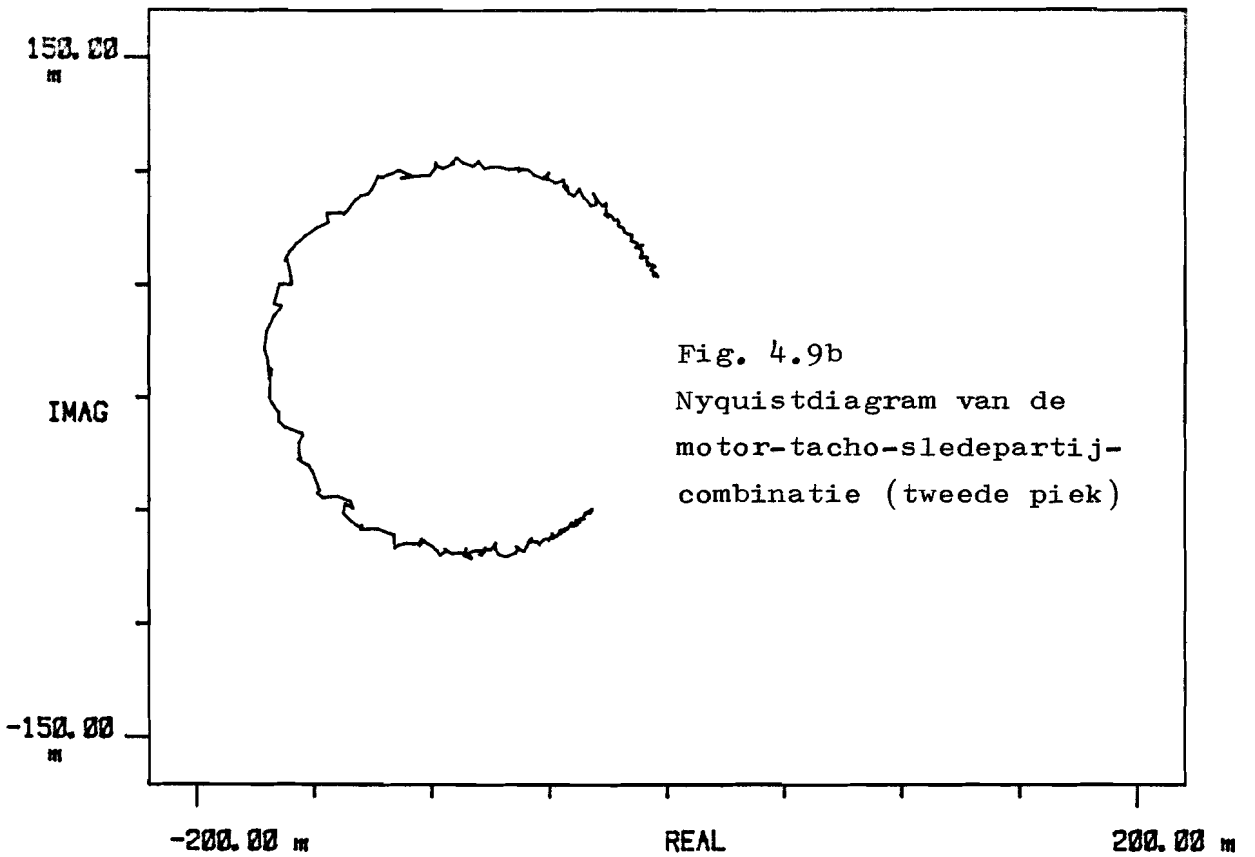


Fig. 4.9b
Nyquistdiagram van de
motor-tacho-sledpartij-
combinatie (tweede piek)

tweede piek: frequentie $f_2 = 577 \text{ Hz}$
amplitude $|H|(f_2) = 0.167$
dempingsverhouding $\beta = 8 \cdot 10^{-3}$

4.2.2 Meting van stapresponsies.

Aan de motor-tacho-slededpartij-combinatie zijn metingen verricht om responsie $U_t(t)$ te bepalen als gevolg van een stapvormige verandering van $U_m(t)$. De meetopstelling vindt u in fig. 4.10.

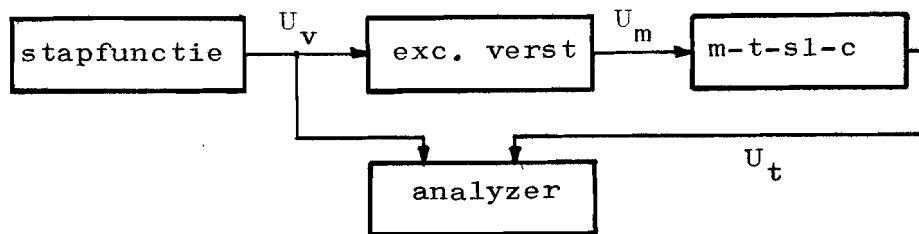


fig. 4.10 Meetopstelling voor stapresponsies.

De stap U_v wordt via de excitator-versterker naar de motor gestuurd. Het tachosignaal U_t en het ingangssignaal U_v worden geregistreerd door de analyzer.

In de figuren die volgen zijn ook de stapfuncties $U_v(t)$ weergegeven. Bij deze stapfuncties zitten aan het begin en het eind van de meetperiode wat vreemde slingeringen. Zoals uit de verschillende figuren blijkt, zijn de slingeringen afhankelijk van de meettijd. De slingeringen bij een meettijd van 10 msec hebben een andere frequentie dan de slingeringen bij een meettijd van 160 msec. Ze worden niet veroorzaakt door de excitator-versterker of de stapfunctiegenerator, maar zijn afkomstig van de analyzer. De oorzaak van deze slingeringen ligt in het feit, dat het tijdsignaal in de analyzer eerst een digitaal filter passeert alvorens verdere bewerkingen plaatsvinden.

De bandbreedte van dat filter is omgekeerd evenredig met de meettijd. Het gevolg daarvan is, dat steeds eenzelfde deel van het tijdsignaal slingeren vertoont.

De stapfunctie U_m , de ingangsspanning van de motor, is echter een voldoende goede benadering van de theoretische stapfunctie. Dit bleek bij het weergeven van $U_v(t)$ m.b.v. een oscilloscoop.

Eerst is de gehele motor-tacho-sledepartij-combinatie onderzocht. Er is gemeten met drie meettijden:

160 msec fig. 4.11

80 msec fig. 4.12

10 msec fig. 4.13

In alle drie de figuren zien we slingeren in het tachosignaal $U_t(t)$.

Uit fig. 4.13.b kunnen we de frequentie van deze trillingen aflezen. In 10 msec meten we ongeveer 5.7 slingeren. De frequentie van deze trilling is dus ongeveer 570 Hz: dit is de eigenfrequentie van de tweede resonantiepiek in fig.4.6.a.

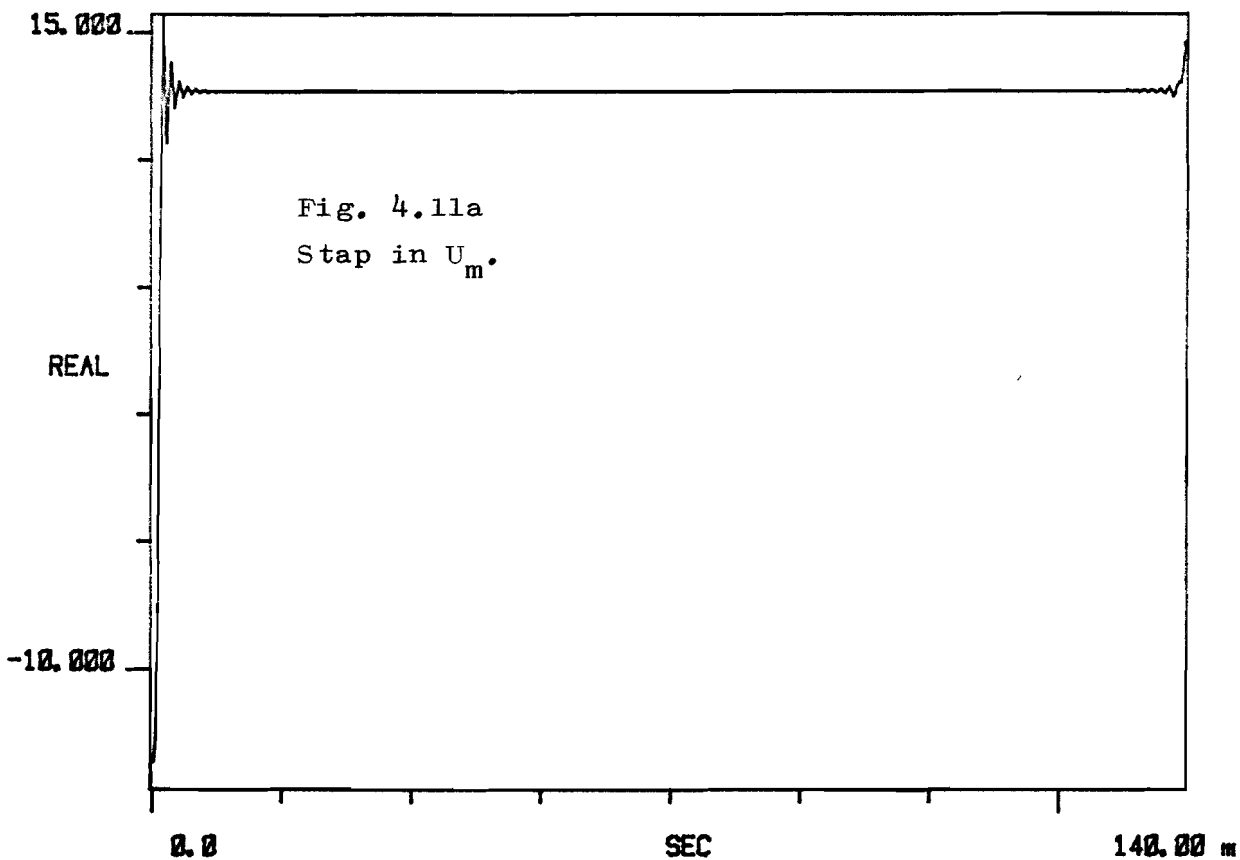
Verder zien we vooral in fig. 4.11.b, dat het eerste stuk van de grafiek volkomen recht is, als we de slingeren niet meetellen. Dit heeft te maken met het feit, dat de stapfunctie U_m niet bij 0 V begint, maar bij -12 V of -16 V. De motor draait bijvoorbeeld eerst linksom, op tijdstip $t = 0$ wordt de motor afgeremd en gaat vervolgens de andere kant uitdraaien. Bij het afremmen werkt de wrijving mee met het door de motor geleverde koppel en bij het versnellen werkt de wrijving tegen. Daarom gaat het afremmen van de motor ook sneller dan het versnellen.

Opgemerkt kan nog worden, dat in alle drie de figuren bij de stap in U_v duidelijk te zien is, dat de slingeren aan het begin en het einde niet van vorm veranderen, ondanks de verschillende meettijden.

TI AVG

R# 77

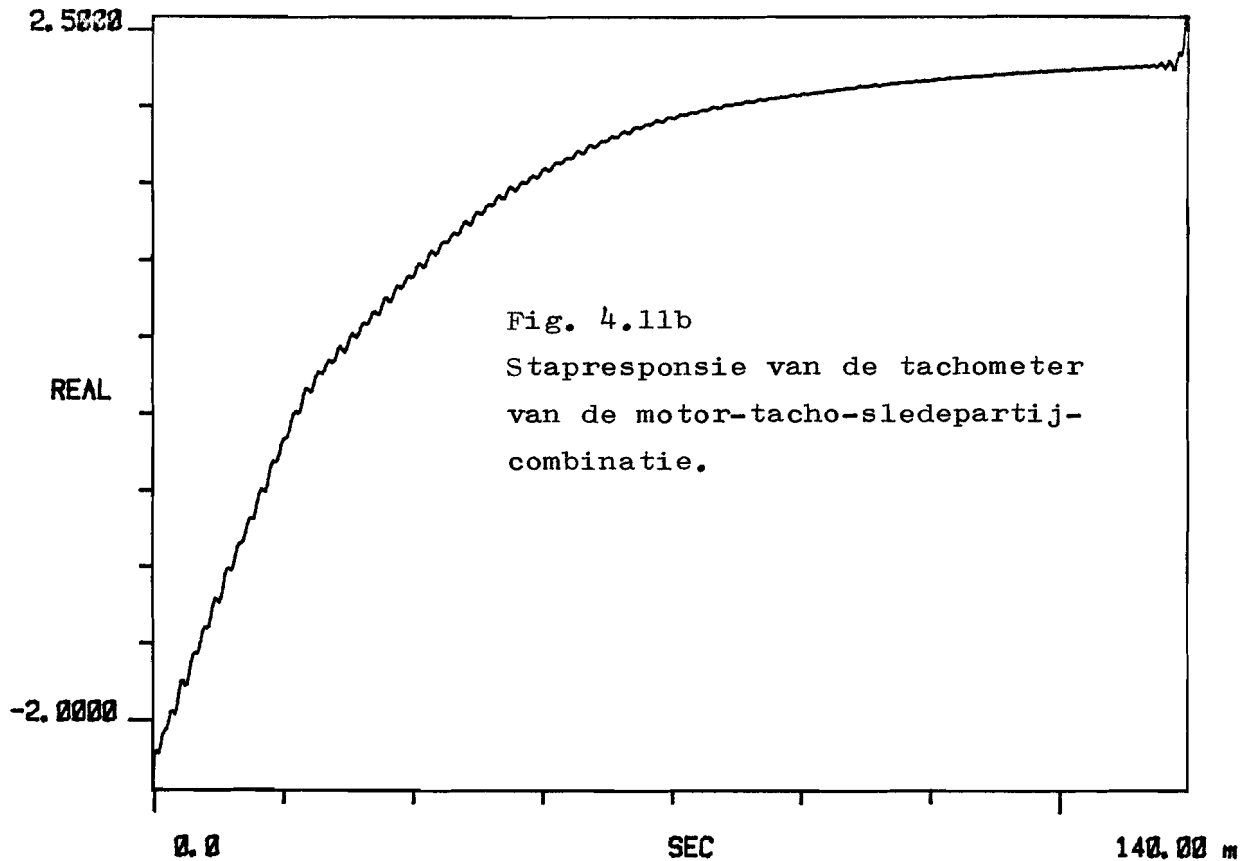
#A 18



TI AVG 2

R# 78

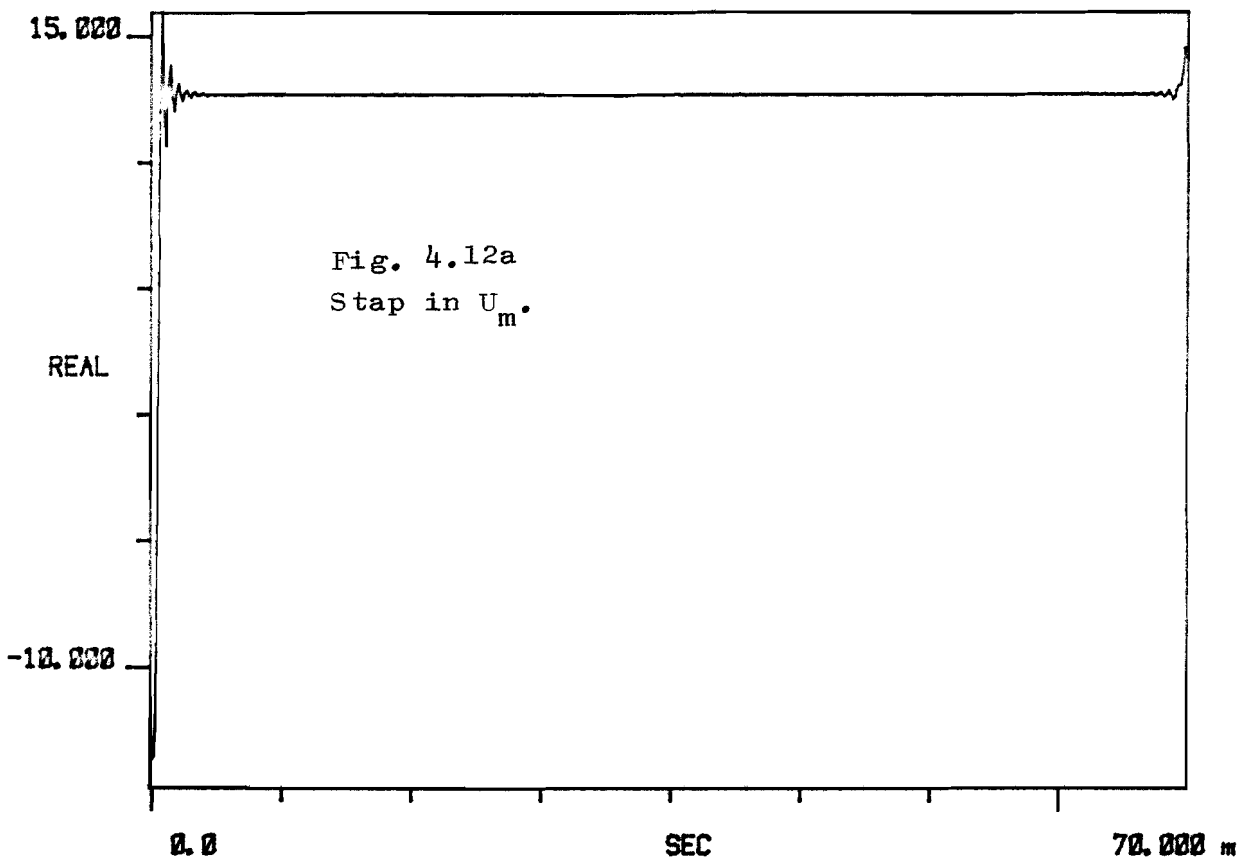
#A 18



TI AVG

R# 75

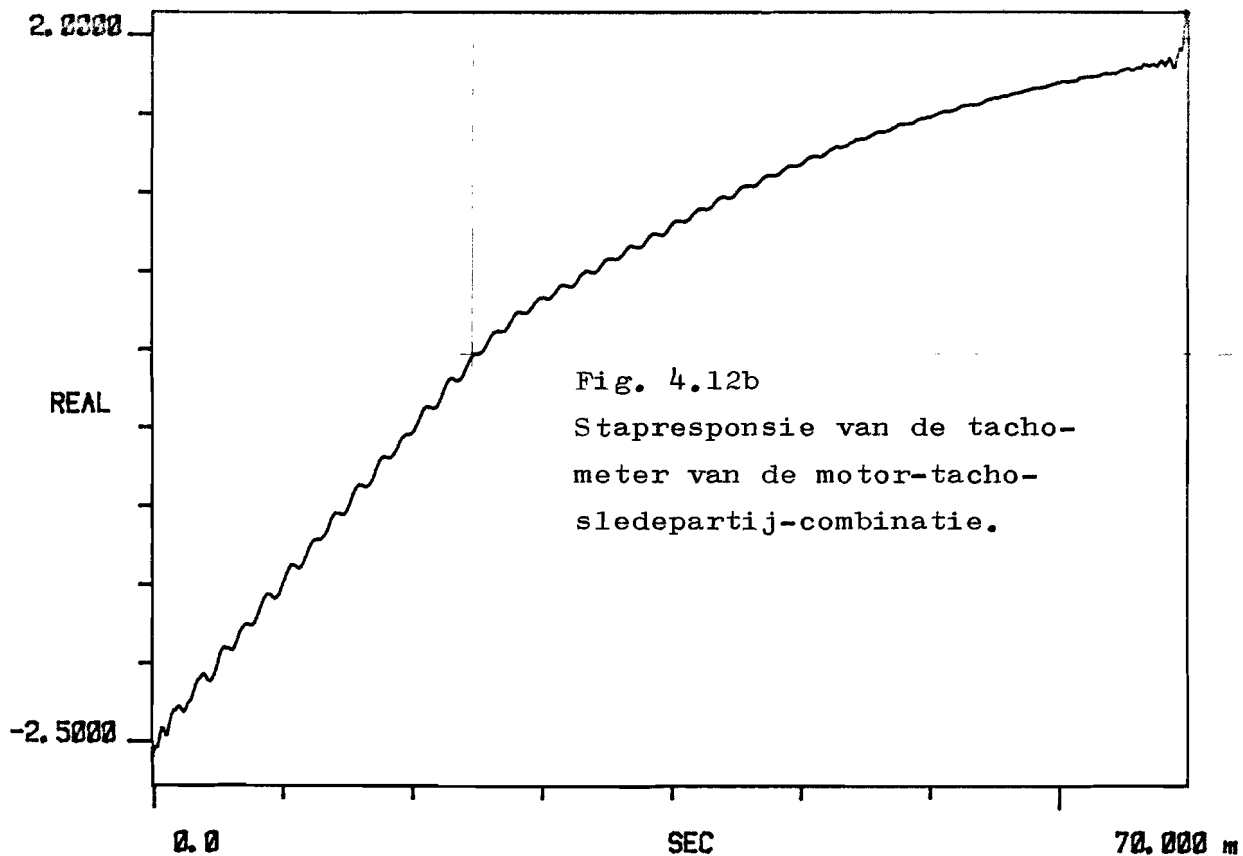
#A 1



TI AVG 2

R# 76

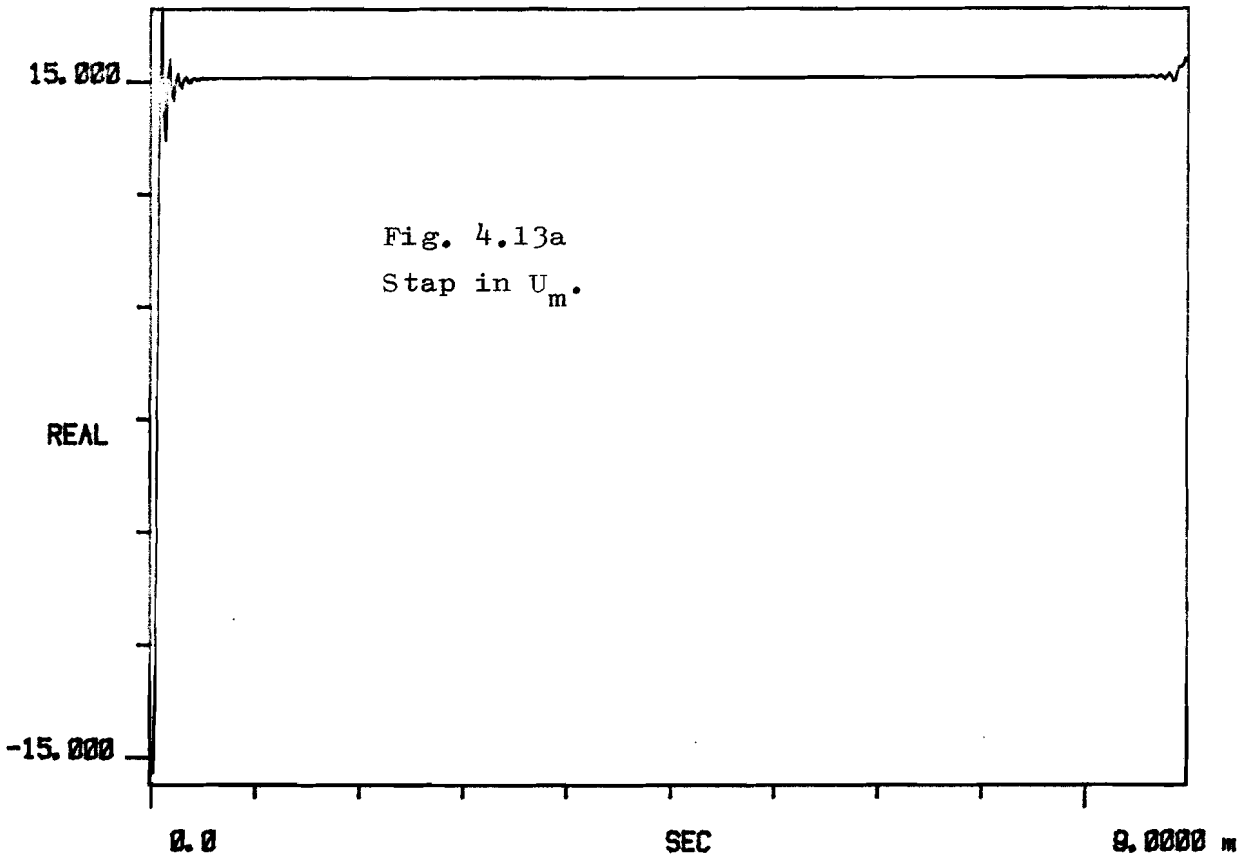
#A 1



TI AVG

R# 72

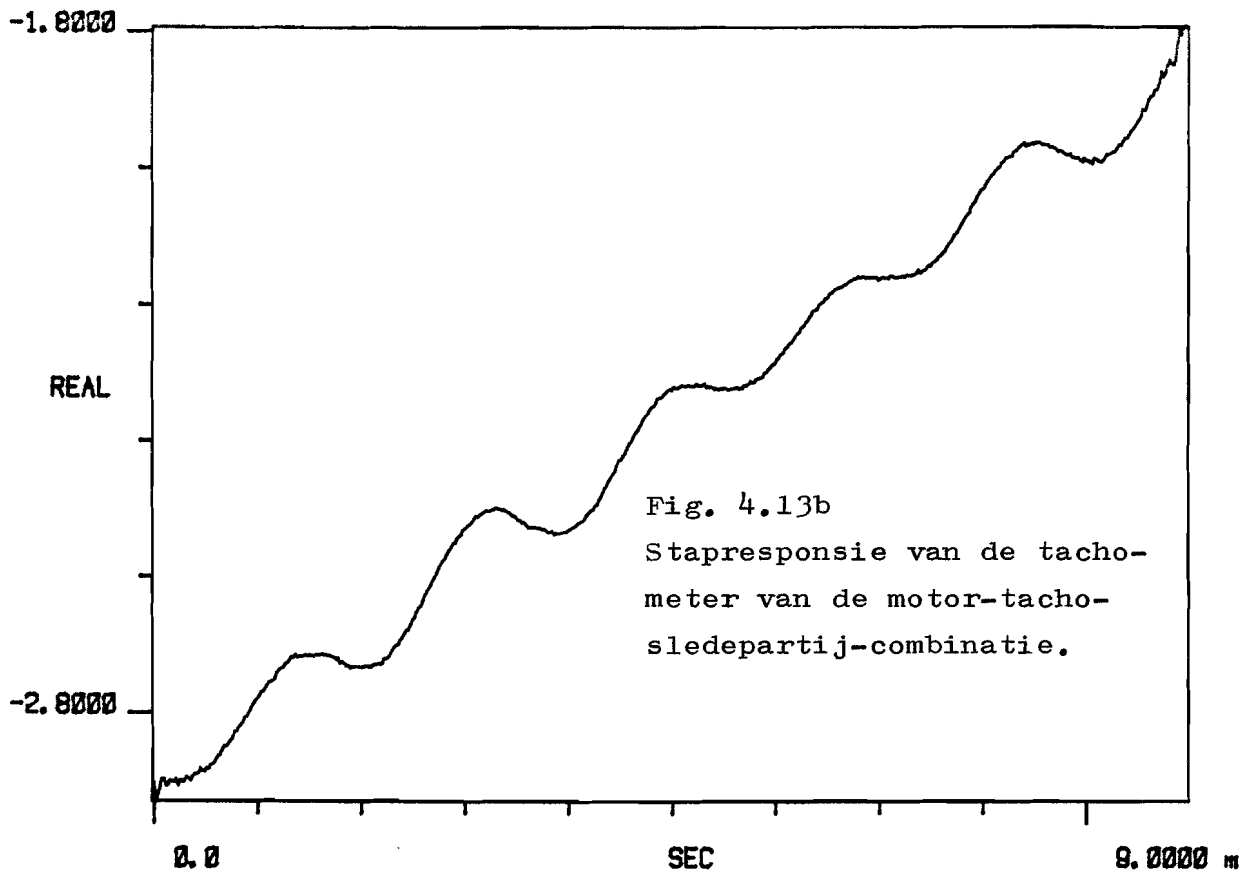
#A 10



TI AVG 2

R# 71

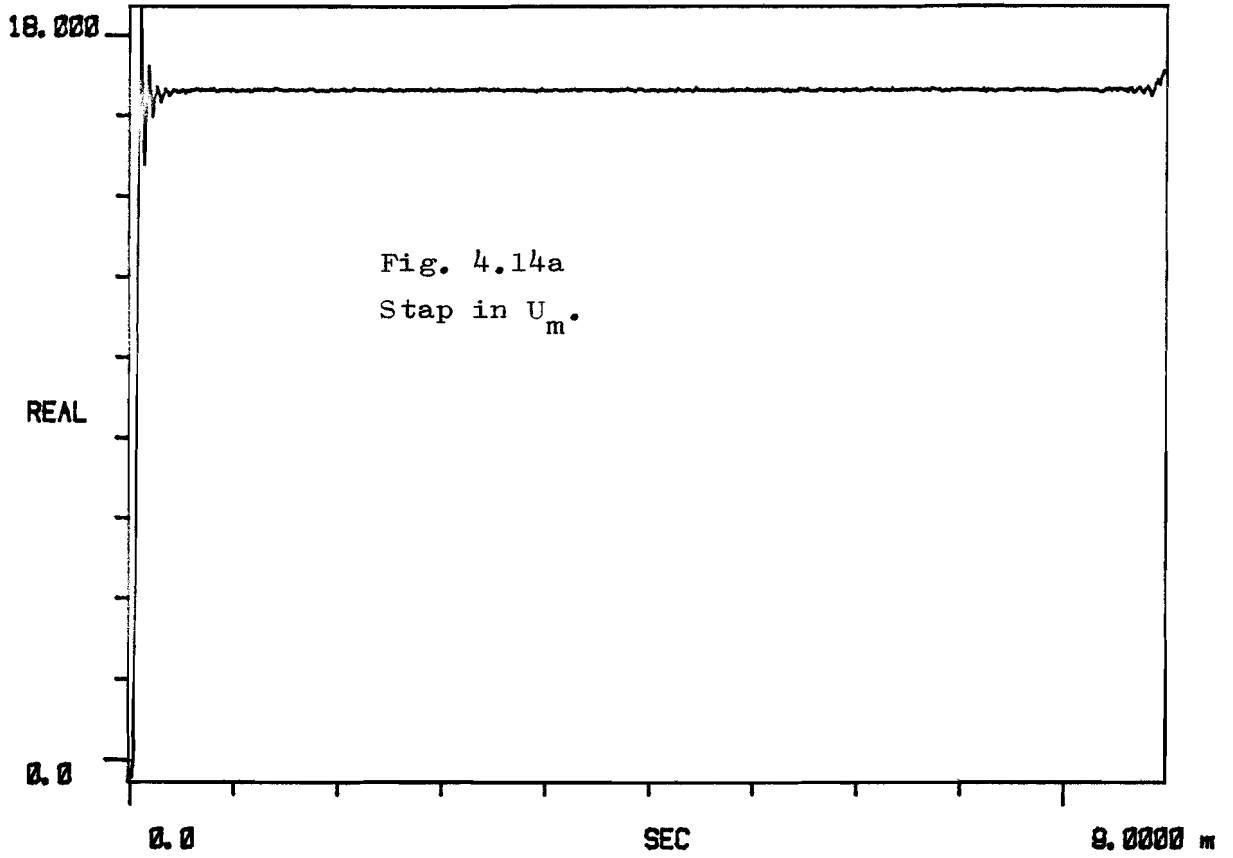
#A 10



TI AVG

R# 67

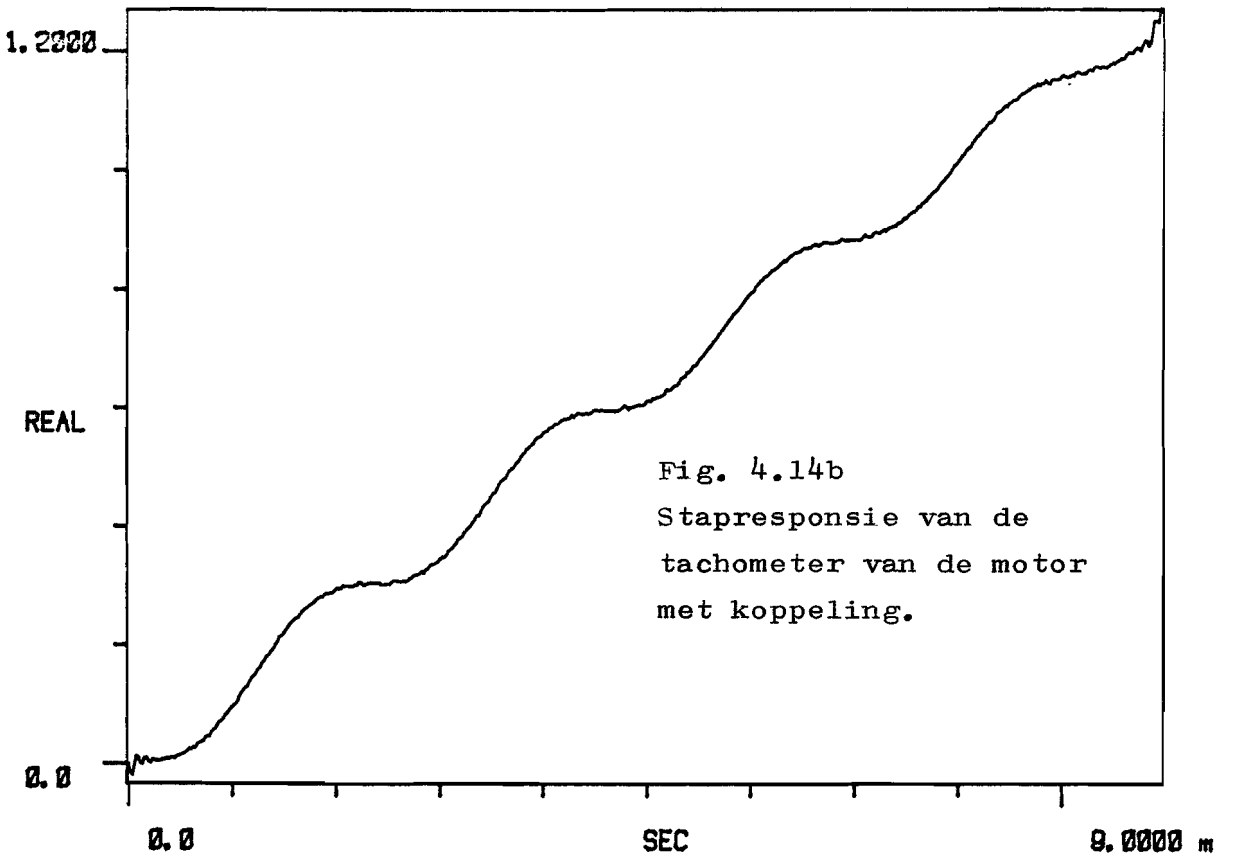
#A 1

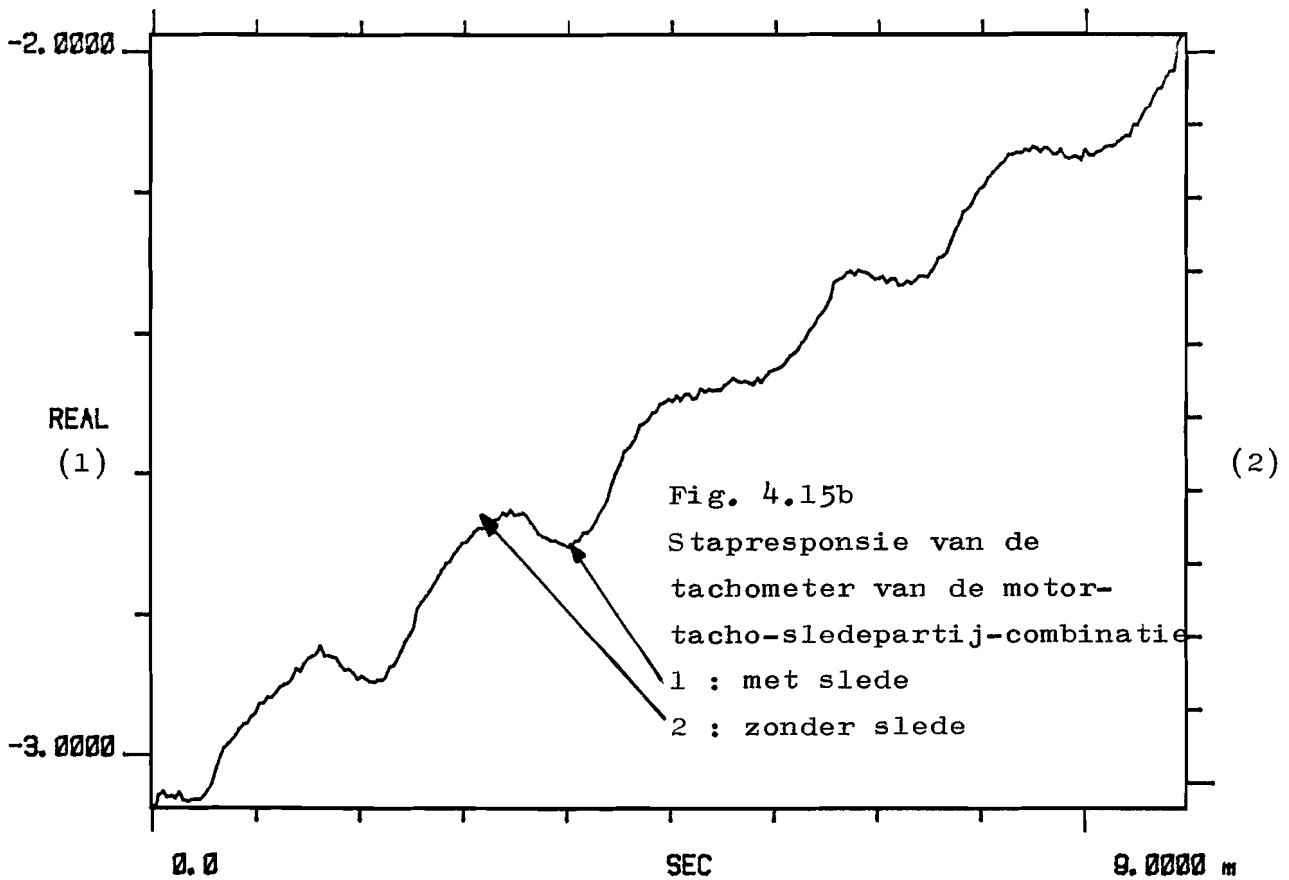
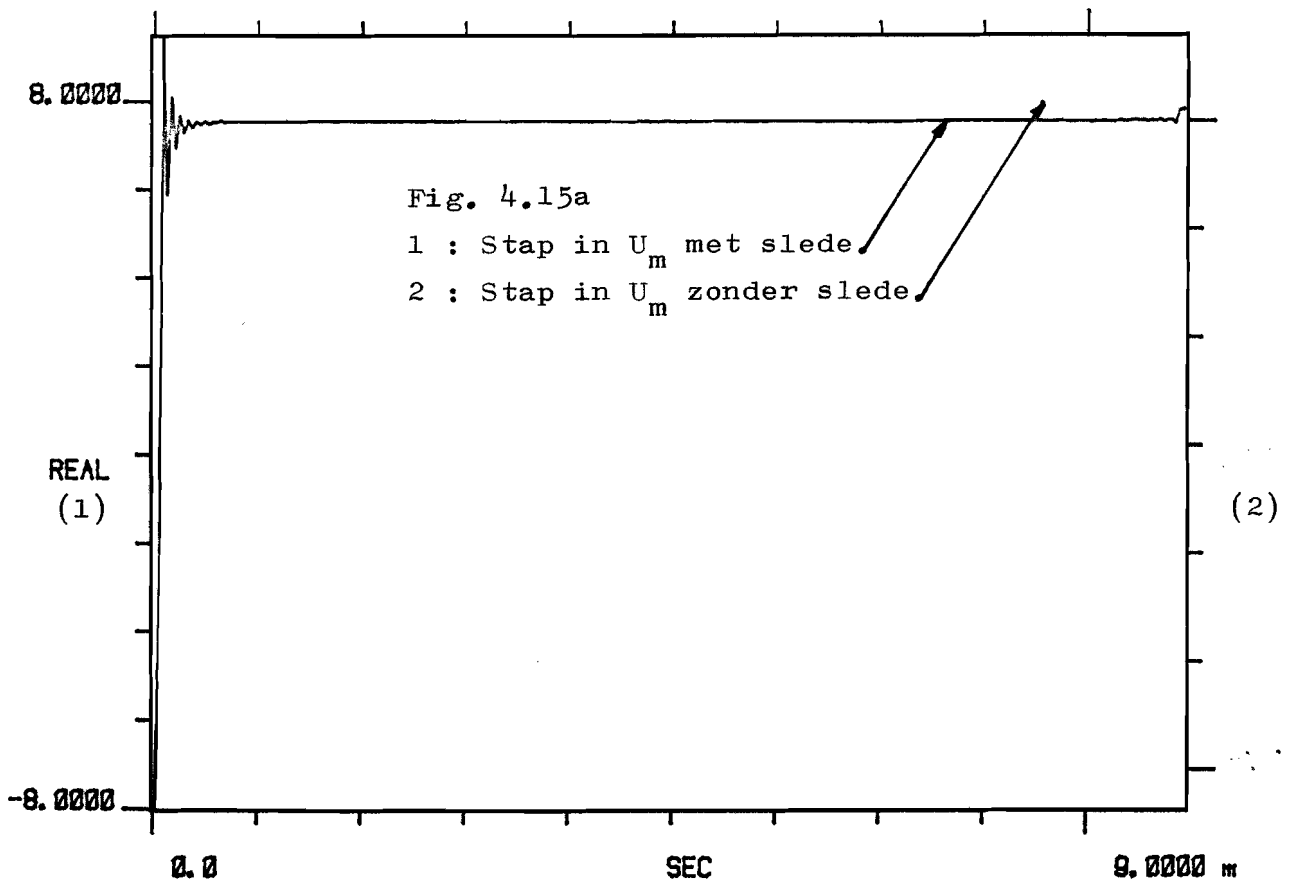


TI AVG 2

R# 68

#A 1





Naar aanleiding van de trillingen in het tachosignaal $U_t(t)$ met een frequentie van ongeveer 570 Hz in fig. 4.13.b, is de responsie $U_t(t)$ op een stap in $U_m(t)$ gemeten van de motor-tacho-combinatie, dus zonder de sledepartij (fig. 4.14). Het aantal slingeringen in het tachosignaal bedraagt nu 4.4 in 10 msec. De frequentie is dus gelijk aan 440 Hz. Dit is de eigenfrequentie van de motor-tacho-combinatie (fig. 2.8).

We hadden reeds gezien, dat de slede nauwelijks invloed heeft op de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$. Om na te gaan hoe de invloed van de slede is op de stapresponsie $U_t(t)$, is de meting uitgevoerd aan de motor-tacho-sledepartij-combinatie zonder slede. In fig. 4.15 zijn de stapresponsies $U_t(t)$ met en zonder slede getekend. We zien dat de responsie met slede wat meer demping heeft dan de responsie zonder slede. Er komen echter geen belangrijke verschillen naar voren.

4.2.3 Meting van de sledebeweging.

Tot nu toe is steeds de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ gemeten. De beweging van de slede is steeds buiten beschouwing gelaten.

Met behulp van twee versnellingsopnemers is nu de overdracht bepaald tussen hetingangssignaal U_m , de voedingsspanning van de motor en het uitgangssignaal $\dot{\omega}_{s1}$, de sledeversnelling (fig. 4.16).

De bedoeling van de meting is na te gaan of de overdrachtsfunctie $\dot{\omega}_{s1}(s)/U_m(s)$ voldoet aan de verwachtingen die uit de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ af te leiden zijn. Deze verwachtingen zijn:

- de resonantiepiek van de motor-tacho-combinatie treedt niet of nauwelijks naar voren in $\dot{\omega}_{s1}(s)/U_m(s)$.

- de amplitude van de resonantiepiek van de sledepartij is bij $\dot{\omega}_{s1}(s)/U_m(s)$ groter dan bij $U_t(s)/U_m(s)$. Om de sledeversnelling ten gevolge van hetingangssignaal U_m te meten wordt een versnellingsopnemer op de slede en een versnellingsopnemer op het frame van de motor-tachosledepartij-combinatie geplaatst. De gemeten signalen $\dot{\omega}_1$ en $\dot{\omega}_2$ worden van elkaar afgetrokken.

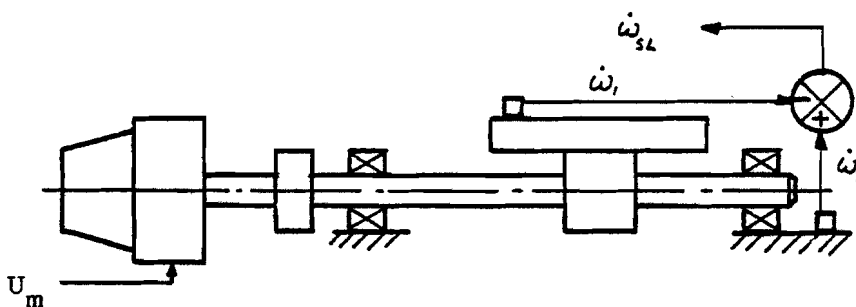


fig. 4.16 Meetopstelling voor het meten van de overdrachtsfunctie $\dot{\omega}_{s1}(s)/U_m(s)$.

Dit wordt gedaan om bewegingen, die de hele combinatie maakt ten opzichte van de vaste wereld, te elimineren (de combinatie is opgesteld op een tafel, die ook beweegt ten gevolge van de sledebewegingen).

In fig. 4.17 is de amplitudekarakteristiek van $\dot{\omega}_{s1}(s)/U_m(s)$ weergegeven. De piek in deze figuur heeft dezelfde frequentie als de tweede piek in de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ (fig. 4.6.a), namelijk 571 Hz. Deze resonantiepiek wordt veroorzaakt door de sledepartij.

De resonantiepiek van de motor-tacho-combinatie komt niet tot uiting in deze overdracht. Dit is te verklaren uit het feit, dat het massatraagheidsmoment van de tachometer veel kleiner is dan het massatraagheidsmoment van de sledepartij.

$$J_t = 1.5 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$
$$J_{\text{sledepartij}} = 1.43 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2 \text{ (dit wordt in bijlage 7 uitgerekend)}$$

$$\text{met } J_{\text{sledepartij}} = J_{\text{sp}} + J_{\text{s1}} + J_{\text{kpp}}$$

De resultaten van deze metingen voldoen aan deze verwachtingen.

Aan deze meting wordt verder niet veel aandacht besteed.

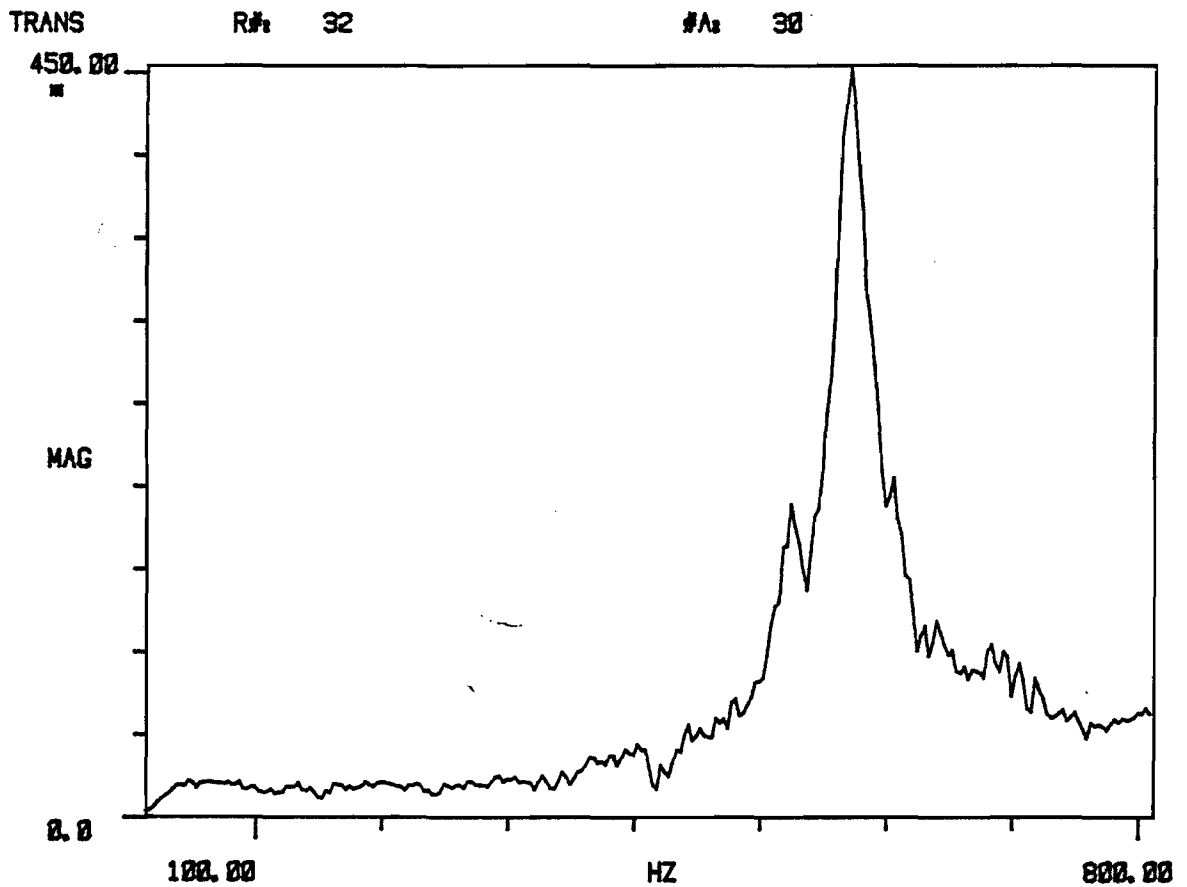


fig. 4.17 Amplitudekarakteristiek van de overdrachtsfunctie $\dot{\omega}_{s1}(s)/U_m(s)$.

4.3 MODELFORMING.

In dit deel wordt het model, dat gemaakt is van de motor-tacho-sledepartij-combinatie, besproken. Eerst wordt een model opgezet, waar alle belangrijke gegevens van de combinatie in verwerkt zijn. Van dit model wordt een sterk vereenvoudigd model afgeleid. Aan de hand van dit vereenvoudigd model wordt onderzocht of de opzet van het model enigszins reëel is. Vervolgens wordt het vereenvoudigde model zoveel mogelijk in overeenstemming gebracht met de metingen. Als laatste wordt het oorspronkelijke, niet vereenvoudigde model behandeld.

De combinatie motor-tacho-sledepartij is weergegeven in fig. 4.18.

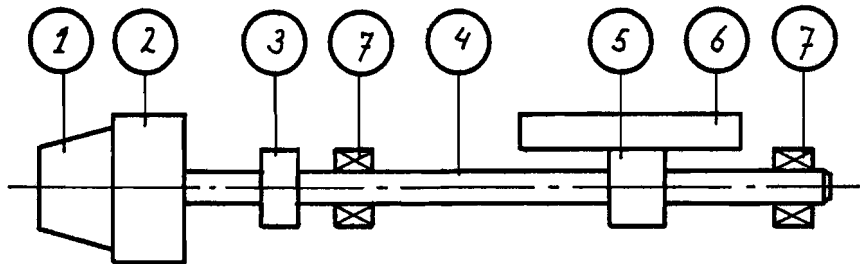


fig. 4.18 De motor-tacho-sledepartij-combinatie.
1: tachometer. 4: spindel.
2: motor. 5: kogelomloopmoer.
3: koppeling. 6: slede.
7: lagers.

Bij de modelvorming is voortgeborduurd op het massa-veer-systeem, dat in hoofdstuk 2 ontwikkeld is voor het mechanische deel van de motor-tacho-combinatie (fig. 2.12). Voor de sledepartij zijn een massatraagheid, een torsie veer en twee dempers toegevoegd (fig. 4.19).

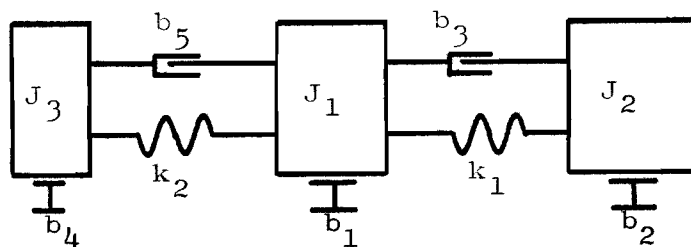


fig. 4.19 Het massa-veer-systeem van de motor-tacho-sledepartij-combinatie.

J_1 : massatraagheidsmoment van motor + deel (spindel + koppeling + slede).

J_2 : massatraagheidsmoment van tachometer.

J_3 : massatraagheidsmoment van deel (spindel + koppeling + slede).

k_1 : torsiestijfheid van as tussen motor en tacho.

k_2 : torsiestijfheid van koppeling + spindel.

$b_1 b_2 b_4$: visceuze wrijving voor lagerwrijving.

$b_3 b_5$: visceuze wrijving voor verbindingsdemping.

De massatraagheid van de spindel + koppeling is verdeeld over J_1 en J_3 .

$$J_1 = J_m + a (J_{sp} + J_{sl} + J_{kpp}) \quad (4.1)$$

$$J_3 = (1-a) (J_{sp} + J_{sl} + J_{kpp}) \quad (4.2)$$

met $0 \leq a \leq 1$

Of deze factor a noodzakelijk is en als dat zo is, hoe groot a dan moet zijn, zal aan de hand van een sterk vereenvoudigd model onderzocht worden (par. 4.3.1).

Verder is in overeenstemming met hoofdstuk 2, visceuze wrijving ingevoerd (demper b_5) voor de verbindingsdemping van de sledepartij.

De demper b_4 stelt de lagerwrijving voor van de lagers van de spindel (fig. 4.18).

De torsiestijfheid k_1 is in hoofdstuk 2 al behandeld: dit is de torsiestijfheid van de as tussen tacho en motor.

Voor de torsiestijfheid k_2 geldt:

$$k_2 = \frac{k_{sp} \cdot k_{kpp}}{k_{sp} + k_{kpp}} \quad (4.3)$$

Waarbij de torsiestijfheid van de koppeling gegeven is door de fabrikant en de torsiestijfheid van de spindel berekend moet worden. Het berekenen van de torsiestijfheid van de spindel, k_{sp} , kan op verschillende manieren, die verschillende waarden voor k_{sp} opleveren. In bijlage 6 wordt hier dieper op ingegaan. Het is duidelijk dat deze verschillende waarden van k_{sp} invloed hebben op de overdrachtsfunctie, die berekend kan worden aan de hand van het model in fig. 4.19. Hoe groot deze invloed is en of aan een van de in bijlage 6 genoemde berekeningsmethoden de voorkeur gegeven kan worden, wordt onderzocht in bijlage 6 aan de hand van een sterk vereenvoudigd model van de motor-tacho-sledepartij-combinatie.

4.3.1 Het vereenvoudigde model.

In het bovenstaande stuk van hoofdstuk 4 zijn twee problemen genoemd, die bij de modelvorming naar voren komen.

- Is het nodig om het massatraagheidsmoment $(J_{sp} + J_{s1} + J_{kpp})$ te verdelen over J_1 en J_3 (fig.4.19) en zo ja, hoe is de verdeling?
- De berekening van de torsiestijfheid k_{sp} kan op twee manieren: is de ene duidelijk beter dan de andere?

We zullen dit onderzoeken aan de hand van een sterk vereenvoudigd model van de motor-tacho-sledepartij-combinatie (fig. 4.20).

Als criterium worden de waarden van de twee eigenfrequenties gebruikt, die dit systeem heeft voor verschillende waarden van a en k_{sp} .

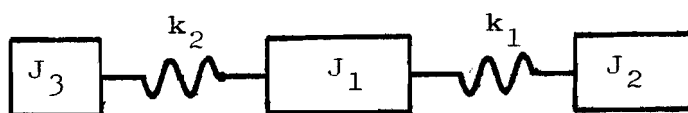


fig. 4.20 Vereenvoudigd model van de motor-tacho-sledepartij-combinatie.

De vereenvoudiging bestaat hieruit, dat alle demping weggelaten is. Dit is toegestaan, omdat de waarde van de eigenfrequenties bij een dergelijk licht gedempt systeem ($\beta < 0,1$) nauwelijks verandert door deze verwaarlozing.

De berekening van de eigenfrequenties is uitgevoerd m.b.v. een programmeerbare zakrekenmachine. In bijlage 7 wordt hier uitgebreid op ingegaan, nu wordt volstaan met het vermelden van de resultaten van deze berekening.

Ter vergelijking worden hier de eigenfrequenties, die volgen uit de metingen, gegeven (fig. 4.8.a en fig. 4.9.a).

$$f_1 = 409 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 577 \text{ Hz}$$

In onderstaande tabel wordt de invloed van de factor a uit (4.1) en (4.2) op de eigenfrequenties weergegeven.

We zien dat deze variatie in a weinig zin heeft. De berekende eigenfrequenties zijn niet in overeenstemming te brengen met de gemeten waarden. In het verdere verloop wordt steeds $a = 0$ aangenomen. Dit betekent dus, dat het massatraagheidsmoment ($J_{sp} + J_{sl} + J_{kpp}$) gelijk is aan J_3 en niet wordt verdeeld over J_1 en J_3 .

a	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)
0	425	626
.1	427	615
.2	430	613
.3	433	619
.4	435	635
.5	437	663

tabel 4.1 Invloed van variatie in factor a uit (4.1) en (4.2) op de eigenfrequenties.

Nu worden de resultaten van de berekening van de torsiestijfheid van de spindel, k_{sp} , volgens twee verschillende methoden, gegeven. Ter vergelijking worden de gemeten waarden van de eigenfrequenties er bij gegeven.

	k_{sp} (kgm^2/s^2)	k_2 (kgm^2/s^2)	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)
1 ^e methode	$1.8 \cdot 10^4$	10^4	425	626
2 ^e methode	$7.8 \cdot 10^3$	$5.8 \cdot 10^3$	403	520
gemeten			409	577

tabel 4.2 Invloed van k_{sp} op de eigenfrequenties.

Uit deze tabel is te zien dat de gemeten waarden van de eigenfrequenties tussen de volgens twee verschillende methoden berekende waarden ligt.

Na enig proberen is de waarde van k_{sp} en k_2 , die eigenfrequenties opleveren in de buurt van de gemeten eigenfrequenties, bepaald (bijlage 7). Bij deze berekening is de waarde van k_1 aangepast aan de metingen. Uit de berekening volgde $k_1 = 1090 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$ en uit de metingen aan de motor-tacho-combinatie volgde $k_1 = 1020 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$. Bij de bepaling van k_{sp} en k_2 is $k_1 = 1020 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$ gebruikt.

gemeten eigenfrequenties: $f_1 = 409 \text{ Hz}$

$f_2 = 577 \text{ Hz}$

berekende eigenfrequenties: $f_1 = 409 \text{ Hz}$

$f_2 = 577 \text{ Hz}$

bijbehorende waarden van de torsiestijfheid:

$k_1 = 1020 \quad \text{kgm}^2/\text{s}^2$

$k_2 = 7900 \quad \text{kgm}^2/\text{s}^2$

$k_{sp} = 1.27 \cdot 10^4 \quad \text{kgm}^2/\text{s}^2$

bijbehorende waarden van het massatraagheidsmoment:

$J_1 = 1.2 \cdot 10^{-3} \quad \text{kgm}^2$

$J_2 = 1.5 \cdot 10^{-4} \quad \text{kgm}^2$

$J_3 = 1.43 \cdot 10^{-3} \quad \text{kgm}^2$

We zien dus dat de uit de metingen afgeleide waarde van de torsiestijfheid van de spindel ($k_{sp} = 1.27 \cdot 10^4 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$) ligt tussen de waarden van de twee berekeningsmethoden.

Uit deze resultaten kunnen we concluderen, dat het massa-veer-systeem een voldoende goede benadering is van de motor-tacho-sledepartij-combinatie.

4.3.2 Berekening aan het model.

Hier wordt het oorspronkelijke, niet vereenvoudigde model van het mechanische deel van de motor-tacho-sledepartij-combinatie (fig. 4.19) verder uitgewerkt.

Het elektromechanische deel verandert niet door de toevoeging van de sledepartij. Bij de afleiding van de overdrachtsfunctie van dit model kunnen we gebruik maken van de vergelijkingen voor het elektromechanische deel uit hoofdstuk 2. Voor het mechanische deel kunnen we m.b.v. de graphe-theorie een stelsel vergelijkingen opstellen, waarmee, samen met de vergelijkingen voor het elektromechanische deel, de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ berekend kan worden. De graphe van het mechanische deel van de motor-tacho-sledepartij-combinatie vindt u in fig. 4.21.

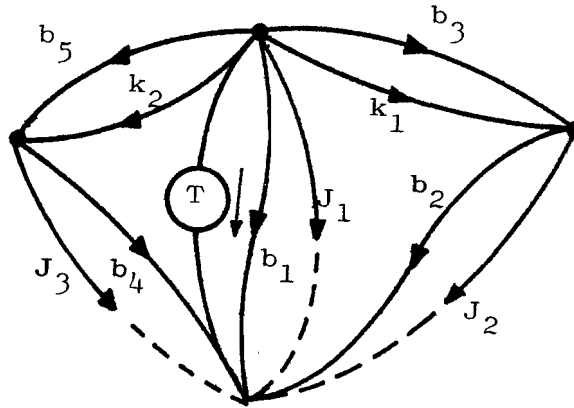


fig. 4.21 Graphe van het mechanische deel van de motor-tacho-sledepartij-combinatie.

J_1 : massatraagheidsmoment van motor.

J_2 : massatraagheidsmoment van tacho.

J_3 : massatraagheidsmoment van sledepartij.

k_1 : torsiestijfheid van as motor-tacho.

k_2 : torsiestijfheid van spindel.

b_1, b_2, b_4 : visceuze wrijving voor lagerwrijving.

b_3, b_5 : visceuze wrijving verbindingdemping.

Voor de afzonderlijke elementen gelden in het Laplacedomein de volgende betrekkingen:

massatraagheidsmoment: $T(s) = J s \omega(s)$

torsiestijfheid : $T(s) = k \omega(s) / s$

demper : $T(s) = b \omega(s)$

Met behulp van deze betrekkingen kunnen we de knooppuntvergelijkingen opstellen voor de graphe uit fig. 4.21.

Voor knooppunt 1 geldt:

$$T(s) = \frac{(J_1 s + b_1 + \frac{b_3 + k_1 / s}{a_2} + \frac{b_5 + k_2 / s}{a_3}) \omega_1(s)}{a_0} - \frac{(b_3 + k_1 / s) \omega_2(s)}{a_2} - \frac{(b_5 + k_2 / s) \omega_3(s)}{a_3} \quad (4.4)$$

Voor knooppunt 2 geldt:

$$\frac{(b_3 + k_1/s) \omega_1(s)}{a_2} = \frac{(\underbrace{J_2 s + b_2}_{B_2} + \underbrace{b_3 + k_1/s}_{a_2}) \omega_2(s)}{a_4} \quad (4.5)$$

Voor knooppunt 3 geldt:

$$\frac{(b_5 + k_2/s) \omega_1(s)}{a_3} = \frac{(\underbrace{J_3 s + b_4}_{B_2} + \underbrace{b_5 + k_2/s}_{a_3}) \omega_3(s)}{a_5} \quad (4.6)$$

Voor het elektromechanische deel geldt (hoofdstuk 2):

$$U_m(s) = (R + sL) i(s) + E(s) \quad (2.5)$$

$$E(s) = c \omega_1(s) \quad (2.6)$$

$$T(s) = c i(s) \quad (2.7)$$

Door (2.6) en (2.7) in te vullen in (2.5) volgt:

$$U_m(s) = \frac{(R + sL)}{c} T(s) + \underbrace{c}_{a_7} \omega_1(s) \quad (4.7)$$

Voor het verband tussen de hoeksnelheid van de tachometer $\omega_2(s)$ en de tachospanning geldt:

$$U_t(s) = a \omega_2(s) \quad (4.8)$$

met a = tachoconstante

Na enig rekenwerk (bijlage 8) kunnen we uit (4.4) t/m (4.8) de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ uitdrukken in a_0 t/m a_7 .

$$\frac{U_t(s)}{U_m(s)} = \frac{1}{a} \left\{ \frac{\frac{a_2}{a_6}}{a_0 a_4 + a_2 B_2 + \frac{a_3 B_3 a_4 a_5^*}{a_5 a_5^*} + \frac{a_4 a_7 a_6^*}{a_6 a_6^*}} \right\} \quad (4.9)$$

De uitdrukkingen a_i zijn complex en a_i^* stelt de geconjugeerde van a_i voor.

Door nu de uitdrukkingen voor a_i ($i = 0$ t/m 7) in te vullen in (4.9) kunnen we de overdrachtsfunctie berekenen. Dit is echter een nogal onoverzichtelijke rekenpartij, die zeer snel tot fouten leidt. Het is echter wel mogelijk om een aantal karakteristieke grootheden zoals nulpunten, polen en eigenfrequenties te benaderen. In par. 4.3.3 worden hiervoor uitdrukkingen afgeleid.

Verder bestaat nog een meer elegante manier om de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ te bepalen. Namelijk door het inverteren van complexe matrices. In par. 4.4 bij het onderdeel frequentieresponsie zal hier uitgebreid aandacht aan besteed worden.

4.3.3 De polen en nulpunten.

Hier worden uitdrukkingen gegeven voor de polen en nulpunten van de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$. Eerst worden de nulpunten en daarna de polen behandeld.

Door (4.9) wat anders te schrijven (bijlage 8), zien we meteen de nulpunten in de overdrachtsfunctie.

$$\frac{U_t(s)}{U_m(s)} = \frac{1}{a} \left\{ \frac{a_2 a_5}{a_0 a_4 a_5 a_6 + a_2 b_2 a_5 a_6 + a_3 b_3 a_4 a_6 + a_4 a_5 a_2} \right\} \quad (4.10)$$

De overdrachtsfunctie heeft twee nulpunten, die we als volgt kunnen uitrekenen. Voor s vullen we in $j\omega$.

- eerste nulpunt:

$$|a_2| = |b_3 + k_1 / j\omega| = 0$$

$$b_3 = k_1 / \omega \quad (4.11)$$

Met $k_1 = 1020 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$ en $b_3 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2/\text{s}$ volgt voor het nulpunt:

$$f = \omega/2\pi = 2 \cdot 10^4 \text{ Hz}$$

- tweede nulpunt:

$$|a_5| = |b_2 + b_3 + j(J_3\omega - k_2/\omega)| = 0$$

Bij benadering geldt: $\omega^2 = k_2/J_3$ (4.12)

Met $k_2 = 7900 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$ en $J_3 = 1.43 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$ volgt voor het nulpunt:

$$f = \omega/2\pi = 374 \text{ Hz}$$

Het eerste nulpunt komt in de metingen niet tot uiting, omdat van 0 tot 800 Hz gemeten wordt. Het tweede nulpunt is wel te zien bij de metingen; in fig. 4.6.b neemt de fase-achterstand sterk af in de buurt van 370 Hz. Ook is in de amplitudekarakteristiek (fig. 4.6.a) een kleine zakking te zien bij 370 Hz.

Door de uitdrukkingen voor a_0 t/m a_7 uit (4.4) t/m (4.7) in te vullen in (4.10) blijkt de noemer van (4.10) een zesde graads polynoom te zijn. Dit betekent dat de overdrachtsfunctie zes polen heeft. Uit de metingen is gebleken, dat er twee resonantiepieken optreden (fig. 4.6.a). Dit duidt op twee paren toegevoegd complexe polen. Er blijven dus nog twee polen over.

Er van uitgaande, dat een pool het 3dB-punt in de overdrachtsfunctie aangeeft, dat veroorzaakt wordt door het massatraagheidsmoment van de ronddraaiende massa kunnen we de frequentie van deze pool benaderen door:

$$f_{3dB} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{c^2}{RJ} \quad (2.13)$$

$$\text{met } J = J_{s1} + J_{sp} + J_{kpp} + J_m + J_t = 2.78 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

$$R = 0.46 \text{ ohm}$$

$$c = 0.244 \text{ V/rad/s}$$

Dan volgt voor het 3dB-punt

$$f_{3\text{dB}} = 7.4 \text{ Hz}$$

De andere pool stelt de elektrische tijdconstante van de motor voor. Hiervoor kunnen we de volgende uitdrukking opschrijven.

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{R}{L} \quad (2.14)$$

Met $R = 0.46 \text{ ohm}$ en $L = 10^{-4} \text{ Henry}$ volgt voor deze pool

$$f = 732 \text{ Hz}$$

De twee paren toegevoegd complexe polen hebben te maken met de twee pieken in de amplitudekarakteristiek van de overdrachtsfunctie. Een benadering voor de twee eigenfrequenties van deze pieken is in bijlage 7 al ter sprake gekomen.

$$\omega^4 - \left(\frac{k_2}{J_3} + \frac{k_1+k_2}{J_1} + \frac{k_1}{J_2} \right) \omega^2 + k_1 k_2 \left(\frac{1}{J_1 J_2} + \frac{1}{J_2 J_3} + \frac{1}{J_3 J_1} \right) = 0 \quad (4.15)$$

Uit (4.15) kunnen we de beide eigenfrequenties berekend worden m.b.v. de wortel formule. Voor de betekenis van de symbolen van (4.15) zie fig. 4.20.

De dempingsverhouding van de pieken is niet m.b.v. een eenvoudige benadering te berekenen. Deze moet uit de overdrachtsfunctie (4.9) berekend worden.

4.4 RESPONSIE IN HET FREQUENTIEDOMEIN.

In dit deel wordt de overdrachtsfunctie van de motor-tachoslededepartij-combinatie zoals afgeleid in par. 4.2 behandeld. Daar zijn vergelijkingen afgeleid m.b.v. de graphe-theorie, waaruit de overdrachtsfunctie te berekenen is. Bedoeld worden de vergelijkingen (4.4) t/m (4.8) en (4.9).

Voor het berekenen van de overdrachtsfunctie zijn twee rekenprogramma's geschreven. Dit zijn een Fortranprogramma voor de Burroughs en een programma voor de HP 9825 A (een tafelrekenmachine van Hewlett Packard). De berekeningsmethode, die in beide programma's gevolgd is, berust op het inverteren van complexe matrices.

Eerst zal de berekeningsmethode beschreven worden. Vervolgens worden de twee programma's behandeld.

4.4.1 De berekeningsmethode.

Bij de bepaling van de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ wordt uitgegaan van de volgende vergelijkingen (bijlage 8).

$$T(s) = a_1 \omega_1(s) - a_2 \omega_2(s) - a_3 \omega_3(s) \quad (4.4)$$

$$a_2 \omega_1(s) = a_4 \omega_2(s) \quad (4.5)$$

$$a_3 \omega_1(s) = a_5 \omega_3(s) \quad (4.6)$$

$$U_m(s) = a_6 T(s) + a_7 \omega_1(s) \quad (4.7)$$

$$U_t(s) = a \omega_2(s) \quad (4.8)$$

Waarbij voor a_0 t/m a_7 de volgende betrekkingen gelden.

$$a_1 = a_0 + a_2 + a_3$$

$$a_4 = a_2 + B_2$$

$$a_5 = a_3 + B_3$$

$$\begin{aligned}
 a_0 &= J_1 s + b_1 \\
 a_2 &= b_3 + k_1/s \\
 a_3 &= b_5 + k_2/s \\
 a_6 &= (R + sL)/c \\
 a_7 &= c \\
 B_2 &= J_2 s + b_2 \\
 B_3 &= J_3 s + b_4
 \end{aligned}$$

In matrixnotatie kunnen we het volgende opschrijven

$$[A](s) \{ \omega \}(s) = \{ u \}(s) \quad (4.14)$$

Met $[A](s)$: complexe matrix

$\{ \omega \}(s)$: vector met uitgangsvariabelen

$\{ u \}(s)$: vector met ingangsvariabelen

Volledig uitgeschreven ziet 4.14 er als volgt uit

$$\begin{bmatrix} a_6 a_7 & 0 & a_7 & 0 \\ 0 & a_5 & -a_3 & 0 \\ -a_7 & -a_3 & a_1 & -a_2 \\ 0 & 0 & -a_2 & a_4 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} i \\ \omega_3 \\ \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_m \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

De component $a_6 a_7$ is afkomstig van vervanging van $T(s)$ door $i(s)$ in (4.7).

Door bij rij 3 van de matrix rij 2 en rij 4 op te tellen, kunnen we de matrix ook als volgt schrijven.

$$[A] = \begin{bmatrix} a_6 a_7 & 0 & a_7 & 0 \\ 0 & a_5 & -a_3 & 0 \\ -a_7 & B_3 & a_0 & B_2 \\ 0 & 0 & -a_2 & a_4 \end{bmatrix}$$

Nu wordt de Laplacevariabele s vervangen door $j\omega$.

De matrix $[A](s)$ is opgebouwd uit complexe componenten.

We kunnen $[A](s)$ splitsen in een matrix met reële delen en een matrix met imaginaire delen.

$$[A](j\omega) = [M](\omega) + i [N](\omega) \quad (4.15)$$

Voor de coëfficiënten a_i en B_i in $[A](j\omega)$ vullen we de uitdrukkingen, zoals aan het begin van deze paragraaf gegeven, in. Nu kunnen $[M]$ en $[N](\omega)$ uitgeschreven worden.

$$[M] = \begin{bmatrix} R & 0 & c & 0 \\ 0 & b_4 + b_5 & -b_5 & 0 \\ -c & b_4 & b_1 & b_2 \\ 0 & 0 & -b_3 & b_2 + b_3 \end{bmatrix}$$

$$[N](\omega) = \begin{bmatrix} \omega L & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \omega J_3 - k_2/\omega & k_2/\omega & 0 \\ 0 & \omega J_3 & J_1 \omega & J_2 \omega \\ 0 & 0 & k_1/\omega & J_2 - k_1/\omega \end{bmatrix}$$

Terugkerend naar (4.14):

$$[A](s) \{ \omega \}(s) = \{ u \}(s)$$

kunnen we schrijven:

$$\{ \omega \}(s) = [A]^{-1}(s) \{ u \}(s)$$

In deze vorm is $\{ \omega \}(s)$ uit te rekenen als $\{ u \}(s)$ bekend is. Als we de overdrachtsfunctie $\omega_2(s)/U_m(s)$ willen weten (hieruit is immers direct m.b.v. (4.8) $U_t(s)/U_m(s)$ af te leiden) van bijvoorbeeld 0 tot 800 Hz, moet het volgende gebeuren.

- Voor een aantal frequenties tussen 0 en 800 Hz wordt de matrix $[A](\omega)$ uitgerekend en geïnverteerd; $[A]^{-1}(\omega)$ wordt bepaald.
- Het element (4,1) van de matrix $[A]^{-1}(\omega)$ bevat het reële en imaginaire deel van de overdrachtsfunctie $\omega_2(s)/U_m(s)$.

Dit is als volgt in te zien.

$$\begin{bmatrix} i \\ \omega_3 \\ \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x & x & x & x \\ x & x & x & x \\ x & x & x & x \\ x & x & x & x \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_m \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

- De verhouding ω_2/U_m wordt bepaald door element (4,1).
 Op dezelfde manier wordt bijvoorbeeld de overdrachtsfunctie tussen sledebeweging en voedingsspanning van de motor $\omega_3(s)/U_m(s)$ bepaald door element (2,1).
- Uit het reële deel, Re, en het imaginaire deel, Im, van element (4,1) is nu op eenvoudige wijze het bode-diagram te bepalen. Voor de amplitude geldt:

$$|H|(\omega) = \sqrt{Re^2(\omega) + Im^2(\omega)}$$

Voor de fase geldt:

$$\angle H(\omega) = \arctan \{ Im(\omega) / Re(\omega) \}$$

Nu volgt nog de afleiding van het algoritme voor het inverteren van complexe matrices.

Gegeven de complexe matrix K.

Voor K geldt:

$$K = M + iN$$

Stel voor K^{-1} geldt:

$$K^{-1} = V + iQ$$

Dan is $K^{-1}K$ te schrijven als

$$(V + iQ)(M + iN) = I$$

Waaruit volgt

$$VM - QN = I \tag{4.16}$$

$$VN + QM = 0 \tag{4.17}$$

Uit (4.17) volgt

$$V = -QMN^{-1} \tag{4.18}$$

Dit invullen in (4.16) levert

$$\begin{aligned} -QMN^{-1}M - QN &= I \\ -Q(MN^{-1}M + N) &= I \end{aligned}$$

Hieruit volgt voor Q

$$Q = -(MN^{-1}M + N)^{-1} \quad (4.19)$$

Uit (4.17) volgt ook

$$Q = -VNM^{-1}$$

Dit invullen in (4.16) levert

$$\begin{aligned} VM + VNM^{-1}N &= I \\ V &= (M + NM^{-1}N)^{-1} \end{aligned} \quad (4.20)$$

Vergelijkingen (4.19) en (4.20) geven het algoritme volgens welke de geïnverteerde van K berekend kan worden.

4.4.2 De rekenprogramma's.

Hier worden twee rekenprogramma's, die geschreven zijn om de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ te bepalen, behandeld. Een programma is geschreven in Fortran en wordt op de Burroughs gedraaid. Het andere programma is voor een tafelrekenmachine van Hewlett Packard geschreven.

Het HP-programma.

Speciaal voor de Hembrug is een rekenprogramma ter bepaling van de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ van de motor-tachosledepartij-combinatie geschreven op een tafelrekenmachine van Hewlett Packard (HP 9825 A).

De overdracht wordt in de vorm van een bodediagram weergegeven.

Dit programma heeft de mogelijkheid om op twee verschillende manieren de bodediagrammen te bepalen. De ene mogelijkheid maakt gebruik van de volledig uitgewerkte vergelijking (4.9) (zie ook bijlage 8). Bij de andere mogelijkheid wordt de overdracht berekend door middel van het inverteren van complexe matrices.

De resultaten van de twee methoden zijn identiek. Het voordeel van de matrix-inversie-methode is, dat op zeer eenvoudige wijze, namelijk door slechts een ander element uit de geïnverteerde matrix te nemen, een andere overdrachtsfunctie berekend kan worden. Het nadeel van de eerste methode, met de volledig uitgewerkte vergelijking van de overdrachtsfunctie is, dat bij het rekenwerk, om de uitgewerkte vergelijking te krijgen, de kans op fouten vrij groot is.

Verder is gebleken, dat de benodigde rekentijd voor beide methoden ongeveer gelijk is. Dit pleit voor de berekeningsmethode m.b.v. het inverteren van complexe matrices.

Nu volgt een globale beschrijving van het programma. In bijlage 9 wordt het programma uitgebreid behandeld met flowdiagram, lijst van subroutines en gebruikte variabelen.

Programmabeschrijving.

- Invoer van gegevens.

Als invoergegevens dienen de parameters, zoals aangegeven in de graphes van het elektromechanische deel (fig. 2.15) en het mechanische deel (fig. 4.21) van de motor-tachosledepartij-combinatie.

Verder moeten gegevens over het frequentiegebied, waarvoor de overdracht berekend moet worden, ingevoerd worden.

De invoergegevens (machinegegevens) worden opgeslagen op tape.

- Nu kan de bepaling van de amplitude en frequentie beginnen.

Hier kan gekozen worden uit twee berekeningsmethoden.

- Vervolgens kan de amplitude-, of fasekarakteristiek getekend worden. Dit kunt u kiezen door middel van de special function keys.

- Daarnaast kunnen de berekende punten van het bodediagram, samen met de machinegegevens en gegevens over het frequentiegebied, opgeslagen worden op tape door middel van een special function key.

Met een andere special function key kunnen deze data van tape weer in het programma gehaald worden.

Nu komen de resultaten van het rekenprogramma aan de orde. Voor onderstaande waarden van de parameters is het bode-diagram getekend (fig. 4.22).

parameter	symbool	eenheid	waarde
massatraagheidsmoment motor	J_1	kgm^2	$1.2 \cdot 10^{-3}$
massatraagheidsmoment tacho	J_2	kgm^2	$1.5 \cdot 10^{-4}$
massatraagheidsmoment slede	J_3	kgm^2	$1.43 \cdot 10^{-3}$
torsiestijfheid as motor-tacho	k_1	kgm^2/s^2	1020
torsiestijfheid spindel	k_2	kgm^2/s^2	7900
demper	b_1	kgm^2/s	$7.64 \cdot 10^{-4}$
demper	b_2	kgm^2/s	0
demper	b_3	kgm^2/s	$8 \cdot 10^{-3}$
demper	b_4	kgm^2/s	10^{-4}
demper	b_5	kgm^2/s	$1.5 \cdot 10^{-2}$
tachoconstante	a	V/rad/s	$5.72 \cdot 10^{-2}$
motorconstante	c	V/rad/s	0.244
weerstand rotor motor	R	ohm	0.46
zelfinductie rotor motor	L	Henry	10^{-4}

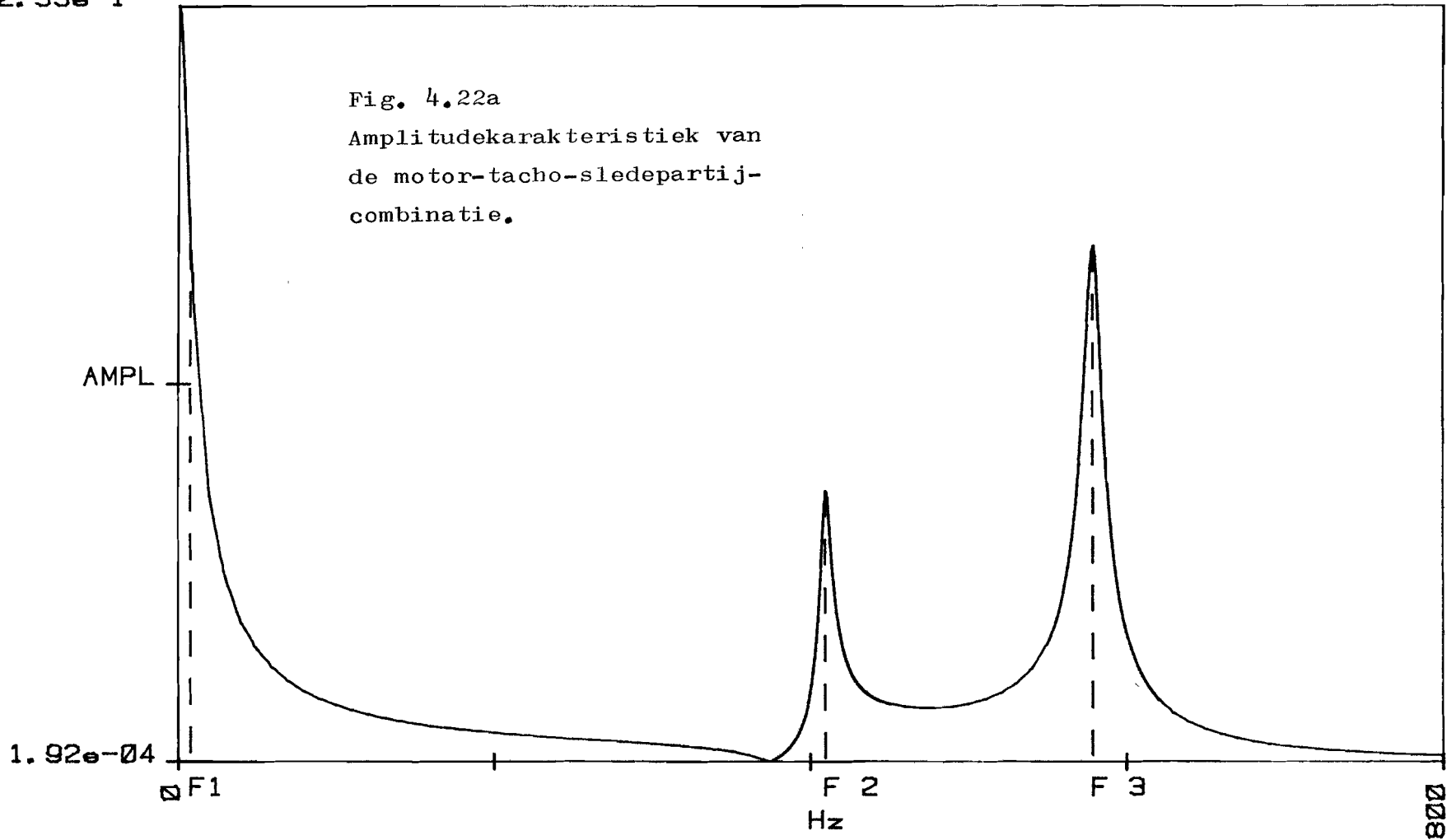
tabel 4.3 Machinegegevens bij fig. 4.22.

In tabel 4.3 zijn de waarden van k_1 , k_2 , b_3 en b_5 reeds in overeenstemming gebracht met de meetresultaten (fig.4.6.a). Voor k_1 en b_3 is dit gebeurd in par. 2.3.2 en voor k_2 in par. 4.3.1. De waarde van de demper b_5 , die de verbindingsdemping van de sledepartij voorstelt is zo gekozen, dat de berekende hoogte van de resonantiepiek overeenstemt met de gemeten piekhoogte.

Ter vergelijking volgen nu de waarden van de karakteristieke punten van de overdracht voor het gemeten en het berekende geval.

2.33e-1

Fig. 4.22a
Amplitudekarakteristiek van
de motor-tacho-sledepartij-
combinatie.



F 1	FREQ= 8.00 Hz	AMPLITUDE= 1.60e-01
F 2	FREQ= 410.0 Hz	AMPLITUDE= 8.34e-02
F 3	FREQ= 579.0 Hz	AMPLITUDE= 1.59e-01

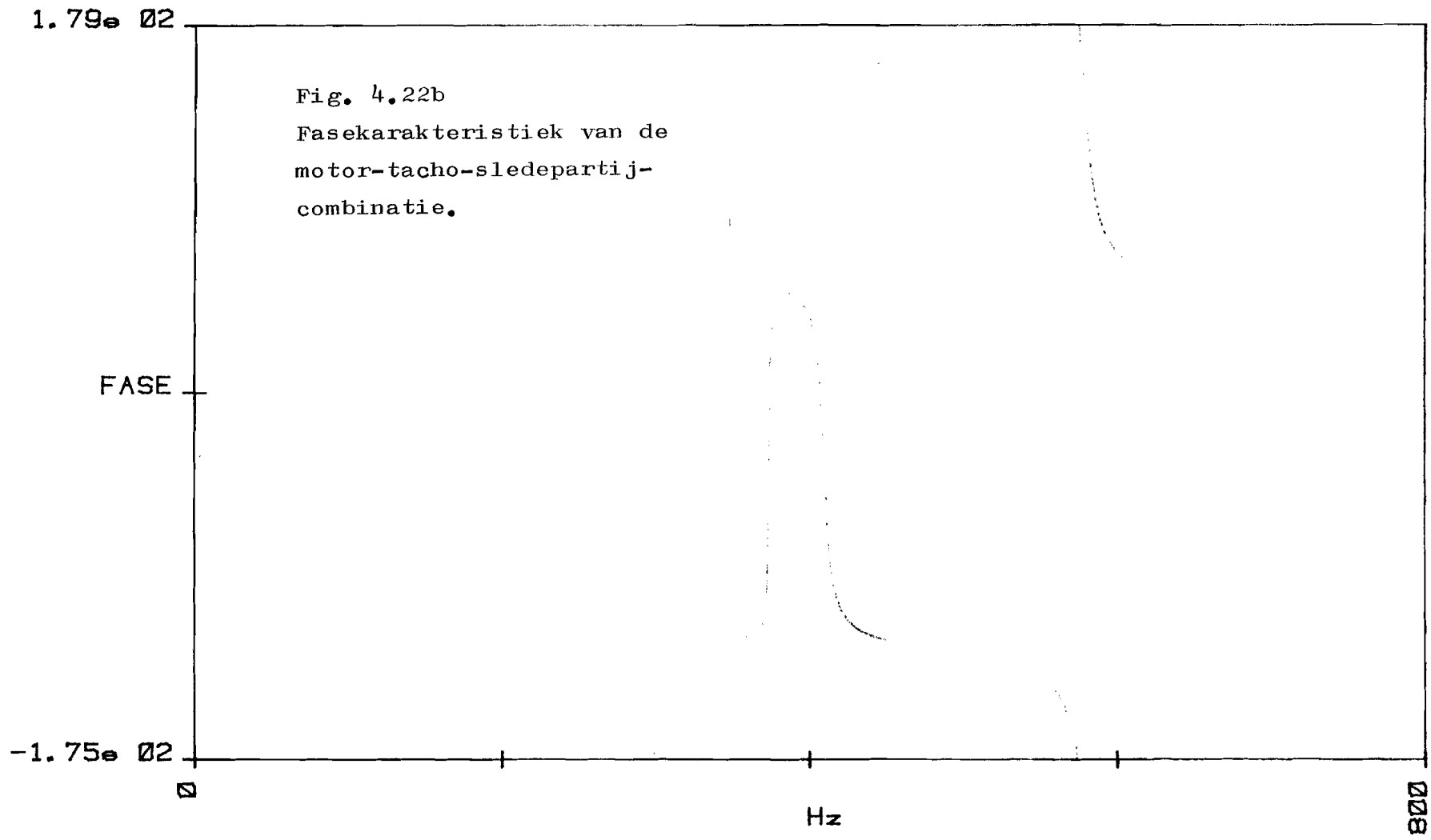


Fig. 4.22b
Fasekarakteristiek van de
motor-tacho-sledepartij-
combinatie.

	gemeten	berekend
$ H (0)$	0.23	0.233
1 ^e piek frequentie	409 Hz	410 Hz
amplitude	$9.6 \cdot 10^{-2}$	$8.34 \cdot 10^{-2}$
dempingsverhouding	$5.3 \cdot 10^{-3}$	$8.8 \cdot 10^{-3}$
2 ^e piek frequentie	577 Hz	579 Hz
amplitude	$1.67 \cdot 10^{-1}$	$1.59 \cdot 10^{-1}$
dempingsverhouding	$8 \cdot 10^{-3}$	$7.6 \cdot 10^{-3}$

tabel 4.4 Karakteristieke punten uit het gemeten en berekende bodediagram van $U_t(s)/U_m(s)$ van de motor-tachosledepartij-combinatie.

Uit tabel 4.4 blijkt, dat het massa-veer-systeem-model, dat ontwikkeld is voor de motor-tachosledepartij-combinatie, goed voldoet.

Het Fortranprogramma.

Om de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ van de motor-tachosledepartij-combinatie te berekenen, is een Fortranprogramma geschreven op de Burroughs.

Het programma is in Fortran geschreven onder andere ten dienste van de Hembrug. Fortran is veel meer verbreid dan Algol en Fortran is veel sterker geformateerd dan Algol. Fortranprogramma's zijn daarom met veel minder moeite ook op andere computersystemen te gebruiken.

Verder is mijn onbekendheid met Fortran een reden geweest om deze programmeertaal eens te gebruiken.

In dit programma wordt bij het berekenen van de overdrachtsfunctie gebruik gemaakt van de berekeningsmethode gebaseerd op het inverteren van complexe matrices.

Hier wordt voor het inverteren gebruik gemaakt van een procedure uit de 'NAG-library'.

De resultaten worden in grafiekvorm weergegeven. Naar believen kan het reële deel, het imaginaire deel, de amplitude, de fase of het Nyquistdiagram van de overdrachtsfunctie getekend worden op lineaire of logaritmische schaal.

Met behulp van het 'previewsysteem' kunnen de grafieken direct bekeken worden achter de terminal. Daarna kan beslist worden of de grafiek geplot moet worden.

Het programma is gedeeltelijk interactief. De invoergegevens moeten via een data-file ingevoerd worden. De vorm van de output kan in het programma gekozen worden.

Een voorbeeld van de berekening van de overdrachtsfunctie vindt u in fig. 4.23.a t/m 4.23.f.

fig. 4.23.a: het reële deel op lineaire schaal

fig. 4.23.b: het imaginaire deel op lineaire schaal

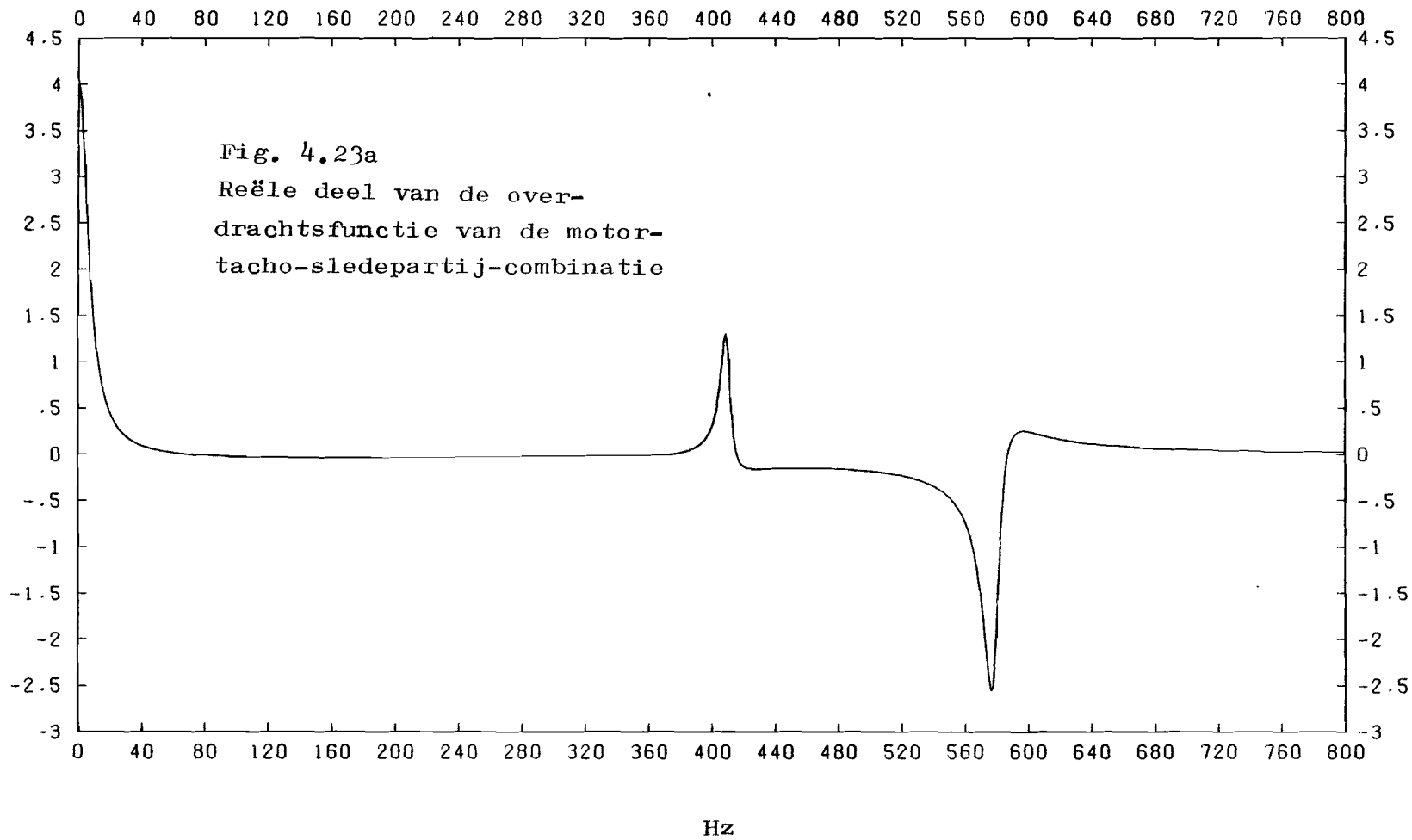
fig. 4.23.c: de amplitude op lineaire schaal

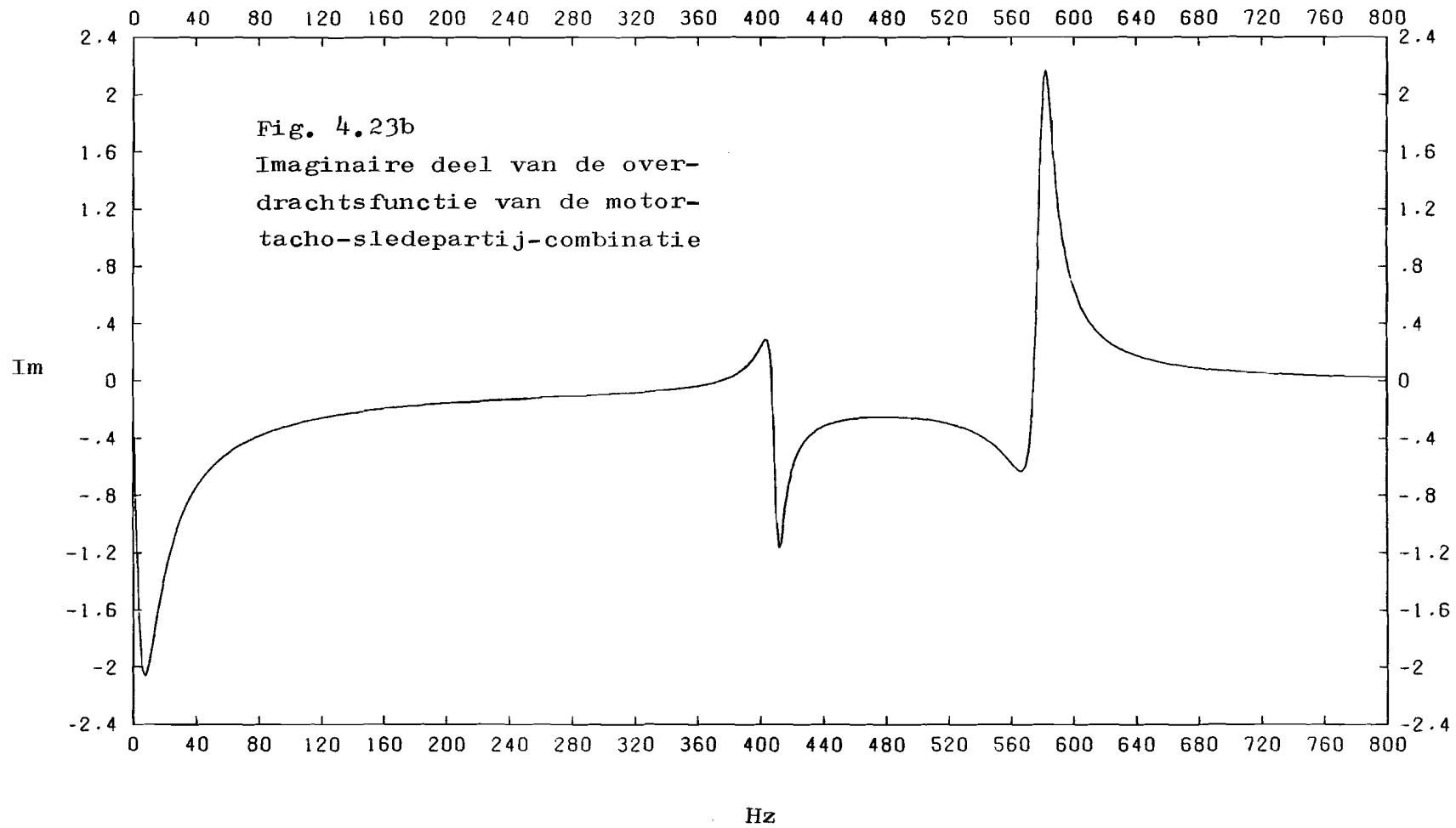
fig. 4.23.d: de fase op lineaire schaal

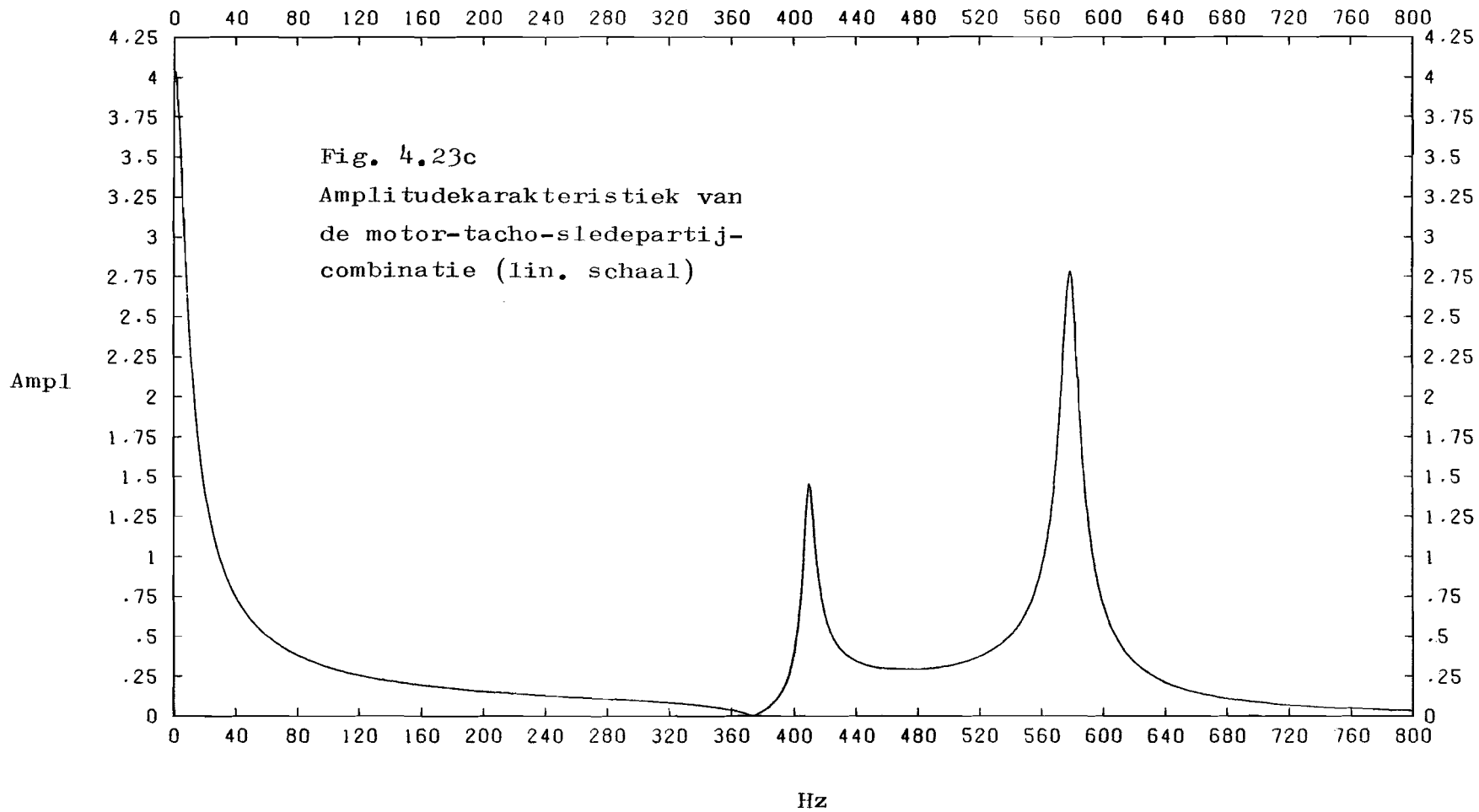
fig. 4.23.e: de amplitude op logaritmische schaal

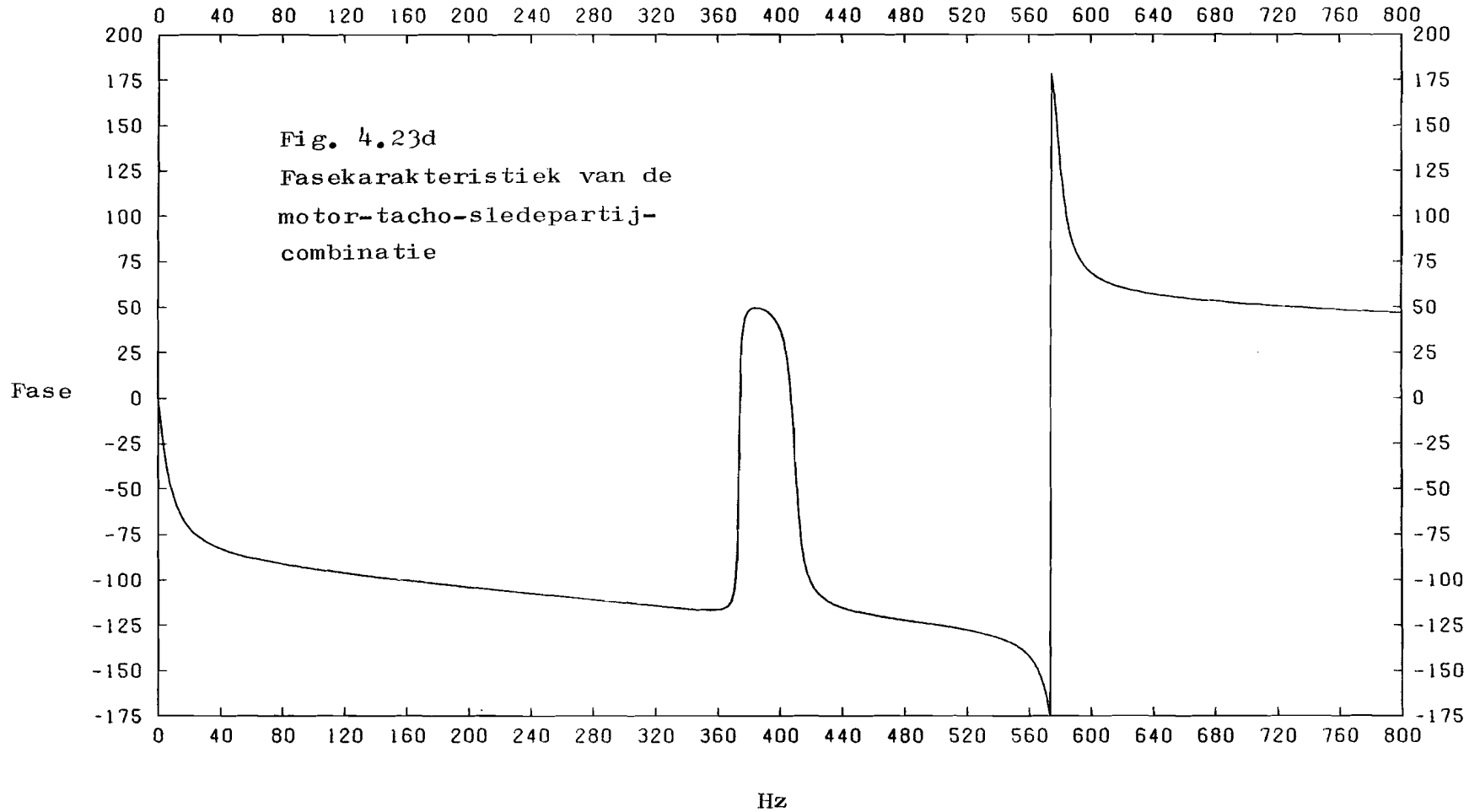
fig. 4.23.f: het Nyquist-diagram

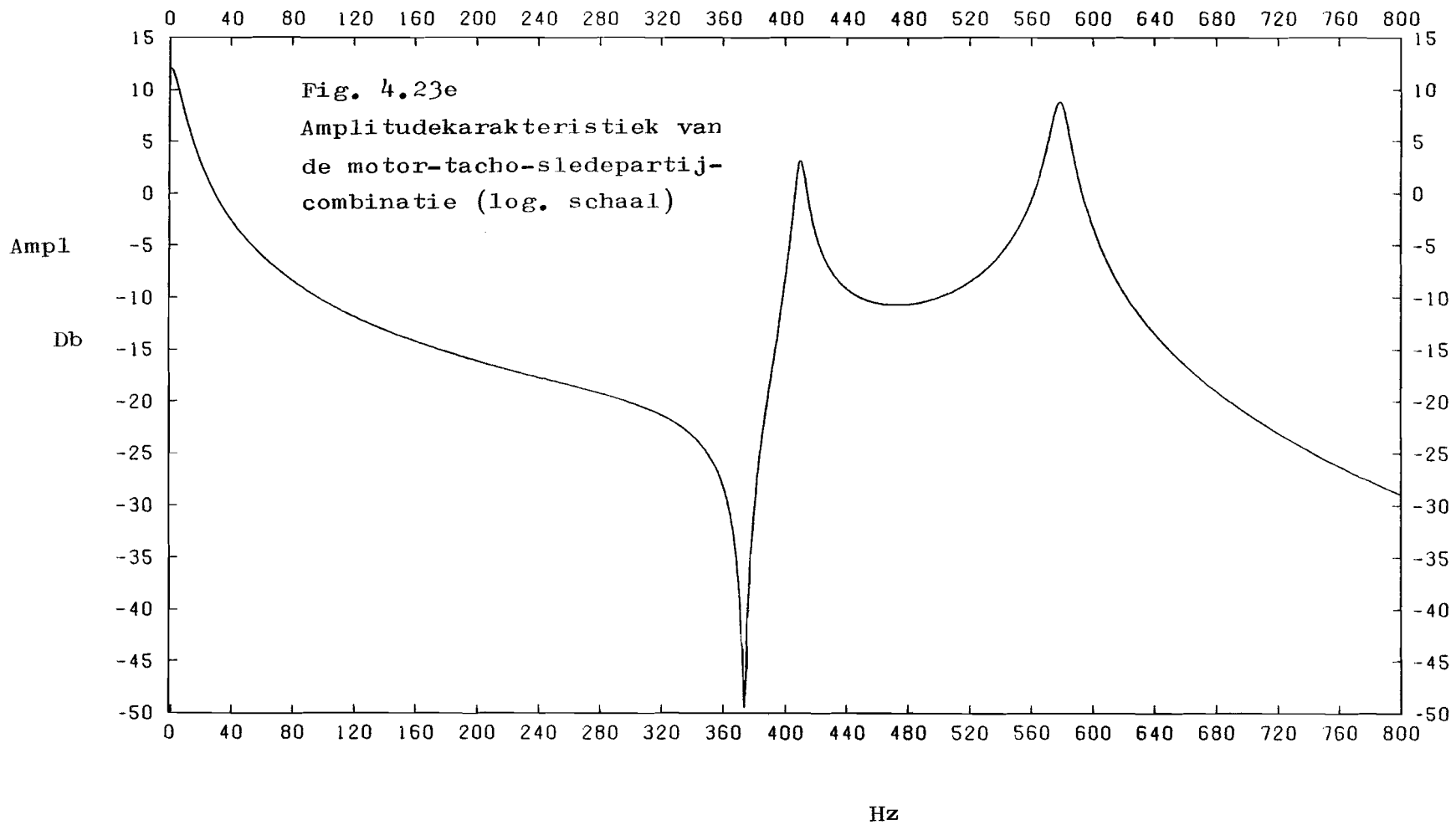
De waarden van de parameters, die hier gebruikt zijn vindt u in tabel 4.3. Opgemerkt kan nog worden, dat in deze figuur de overdracht $\omega_2(s)/U_m(s)$ getekend is en niet $U_t(s)/U_m(s)$. Het verschil tussen deze twee is de tachoconstante (vergelijking 4.8). Door de y-as met de factor $5.72 \cdot 10^{-2}$ te vermenigvuldigen vinden we de overdracht $U_t(s)/U_m(s)$.

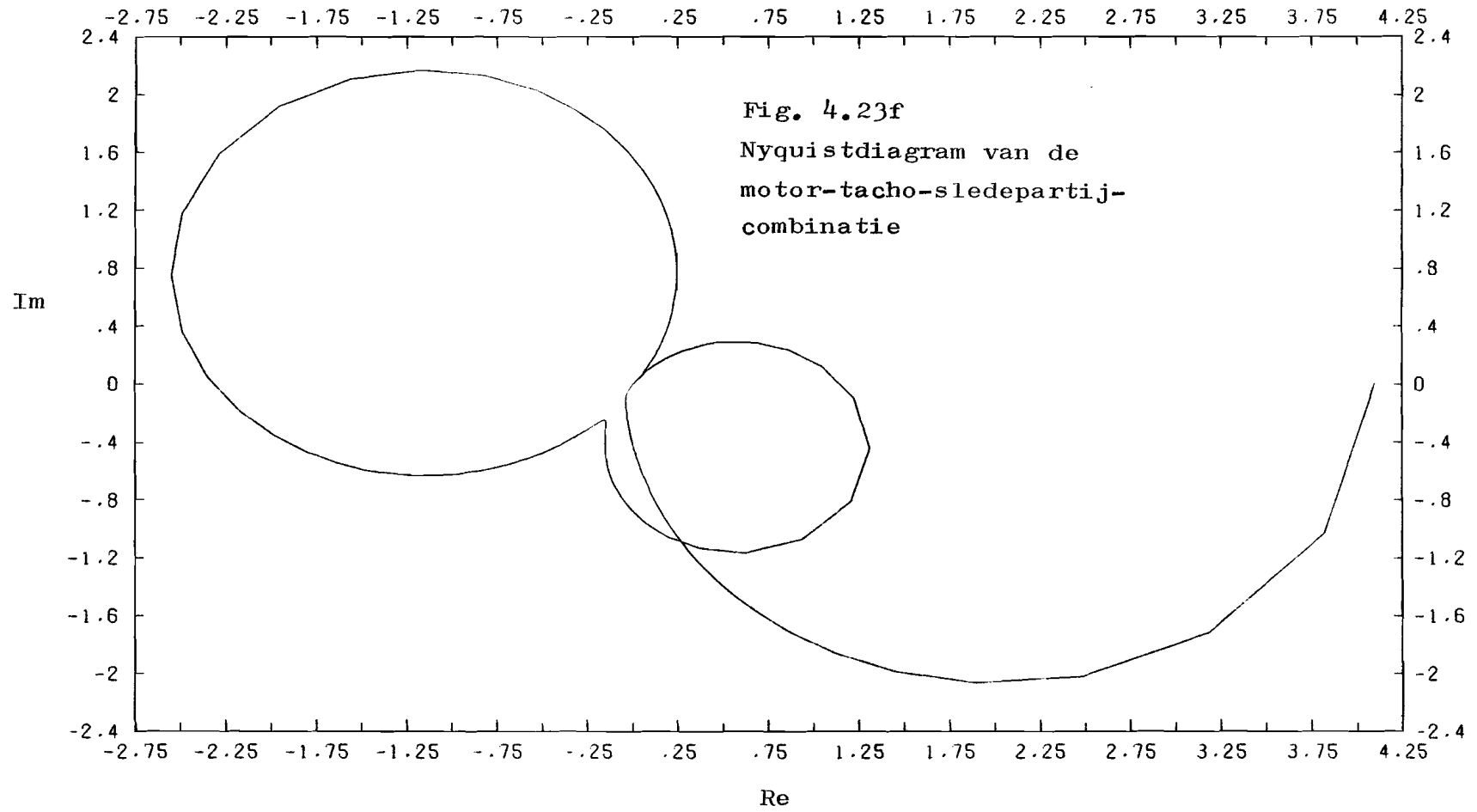












4.5 RESPONSIË IN HET TIJDDOMEIN.

Om responsies in het tijddomein te berekenen kunnen een aantal wegen bewandeld worden:

- 1: simulatie m.b.v. een analoge computer.
- 2: omzetting van de overdrachtsfunctie, de responsie in het frequentiedomein, in een responsie in het tijddomein m.b.v. de inverse Fouriertransformatie.
- 3: berekening door middel van een simulatieprogramma op een digitale computer.

1 Simulatie met behulp van een analoge computer.

Op analoge computers wordt een probleem opgelost door m.b.v. elektrische componenten een netwerk te bouwen, waarvan de mathematische beschrijving overeenkomt met de mathematische beschrijving van het probleem. Deze machines zijn uitstekend geschikt voor de simulatie van continue, dynamische systemen beschreven door gewone D.V.'s (zeer snel rekenend, zeer goede interactie).

Nadeel is dat de programmering erg onoverzichtelijk is.

Bovendien zijn de mogelijkheden van analoge computers bij ingewikkelder systemen niet meer toereikend.

2 Omzetting van frequentieresponsie in tijdresponsie.

Als de responsie in het frequentiedomein bekend is kan m.b.v. de inverse Fouriertransformatie de tijdresponsie berekend worden. Dit kan bijvoorbeeld met de Fast-Fourier-analyzer, die bij de metingen gebruikt is (lit. 12).

Bij het gebruik van de analyzer moet de overdrachtsfunctie in de vorm van complexe getallen, die het reële en imaginaire deel van de overdracht bevatten, ingevoerd worden. De complexe getallen geven de overdracht bij een bepaalde frequentie aan. Er moeten 256 complexe getallen ingevoerd worden, te beginnen bij 0 Hz en verder moet de stapgrootte tussen de frequentiepunten constant zijn.

Het nadeel van deze constante stapgrootte is, dat in de buurt van pieken, waar de overdracht sterk verandert, de stapgrootte wel eens te groot kan zijn om de overdrachtsfunctie juist weer te geven. Dit betekent, dat slechts een deel van de resonantiepiek meegenomen wordt.

In het geval dat de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ van 0 tot 800 Hz getransformeerd moet worden, volgt hieruit voor de stapgrootte:

$$\Delta f = 800/256 \text{ Hz} = 3.125 \text{ Hz}$$

De vraag is nu of dit een voldoende kleine stapgrootte is om de tijdresponsie weer te geven.

3 Berekening door middel van een simulatieprogramma voor een digitale computer.

Enige aspecten van deze methode worden hier vermeld:

- Het rekenproces verloopt sequentieel, in tegenstelling tot de analoge computers, waar het simultaan verloopt.
- Het aantal elementen zoals integratoren, optellers, is veel minder beperkt dan bij de analoge computer.
- De rekennauwkeurigheid is veel groter dan bij de analoge computer.
- Er is een geheugen aanwezig.
- De rekensnelheid is geringer dan bij een analoge computer.
- Er kan numerieke instabiliteit optreden. Dit is onder andere afhankelijk van de gekozen integratiemethode.
- De interactie is redelijk via bijvoorbeeld een graphical display, maar veel slechter dan bij de analoge computer.

Een voorbeeld van een dergelijk simulatieprogramma is C.S.M.P.: 'The Continuous System Modeling Program'.

Bij het bepalen van de responsie in het tijddomein is gekozen voor het gebruik van C.S.M.P. (lit. 9,10,11). Er zijn een aantal redenen aan te geven voor deze keuze:

- De grote rekennauwkeurigheid.

In het model kunnen parameters meegenomen worden, die bij deze motor-tacho-slededpartij-combinatie zo klein zijn dat ze niet naar voren komen in de tijdresponsie, maar die bij bijvoorbeeld een andere motor een grotere waarde krijgen en wel belangrijk worden in het model. Het toepassingsgebied van het model wordt vergroot door het gebruik van C.S.M.P.

- Een overzichtelijke programmering van het probleem.

In bijlage 10 vindt u de tekst van het programma, dat gebruikt is om de responsie in het tijddomein op een stap in $U_m(t)$ te berekenen.

C.S.M.P. (Continuous System Modeling Program) werd ontworpen om het simuleren van dynamische systemen te vergemakkelijken. Het is speciaal geschreven voor het oplossen van stelsels van differentiaalvergelijkingen met gegeven beginvoorwaarden. Elk deel van een C.S.M.P.-programma kan op diverse manieren geschreven worden:

- a Met C.S.M.P. functies. Deze sluiten nauw aan bij de modellen, die reeds wiskundig geformuleerd zijn.
- b Met C.S.M.P. blokken. Deze sluiten nauw aan bij de modellen, die gegeven zijn in blokschemavorm. Blokschema's worden veel gebruikt in de regeltechniek.
- c Met Fortranstatements, wanneer een deel van het model zo complex is, dat het niet met C.S.M.P. functies of blokken te beschrijven is.

Er is weinig programmeerervaring nodig om in C.S.M.P. te programmeren, ofschoon kennis van Fortran voordeel biedt. Kennis van integratie-algoritmen en grafische uitvoer-routines is niet nodig.

Bij de beschrijving van de motor-tacho-slededpartij-combinatie is gebruik gemaakt van C.S.M.P. functies.

Op deze manier kunnen de systeemvergelijkingen (4.4) t/m (4.7) bijna letterlijk in het programma gezet worden. Zo wordt bijvoorbeeld (4.7) als volgt in het C.S.M.P. programma geschreven.

$$U_m(s) = (R + sL) i(s) + c \omega_1(s) \quad (4.7)$$

In C.S.M.P. functies

$$I = \text{INTGRL}(I0, \text{IDOT})$$

$$\text{IDOT} = (UM - R*I - C*FIDOT)/L$$

Waarbij geldt: $I = i(t)$ $I0 = i(0)$

$$\text{IDOT} = \frac{di(t)}{dt}$$

$$F1 = \varphi_1(t) \quad \text{FIDOT} = \frac{d\varphi_1(t)}{dt} = \omega_1(t)$$

De andere vergelijkingen worden op eenzelfde manier opgezet. Dit vindt u terug in de tekst van het programma in bijlage 10.

Nu worden de resultaten van het C.S.M.P. programma behandeld. Voor de standaardgegevens uit tabel 4.3 zijn in fig. 4.2.4 a t/m d een aantal stapresponsies weergegeven. De stapresponsies zijn bepaald bij drie eindtijden: bij 10 msec, bij 100 msec en bij 0.5 sec.

De frequentie van de slingering in de stapresponsie is het beste af te leiden uit fig. 4.24.a1: de hoekversnelling. De frequentie bedraagt 570 Hz. Dit komt overeen met de metingen die aan het systeem verricht zijn (fig. 4.13.b).

figuur	C.S.M.P. symbool	eindtijd (msec)	grootheid
4.24.a1 2	F2DDOT	10 100	$\dot{\omega}_2(t)$
4.24.b1 2 3	F2DOT	10 100 500	$\omega_2(t)$
2.24.c1 2 3	F2	10 100 500	$\varphi_2(t)$
4.24.d1 2	I	10 100	$i(t)$

tabel 4.5 Grafiek van het C.S.M.P. programma.

In bijlage 10 zijn frequentieresponsies en tijdresponsies naast elkaar gezet bij verschillende waarden van de parameters k_2 , b_3 en b_5 . Hier wordt volstaan met het vermelden van de conclusies, die eruit af te leiden zijn.

Deze conclusies luiden:

- De frequentie van de resonantiepiek in de amplitude-overdracht bepaalt de amplitude van de slingering van de tijdresponsie van de tachosnelheid.
- De hoogte van de resonantiepiek bepaalt de snelheid waarmee de slingering in de tijdresponsie uitdempt. Dit geldt voor de tijdresponsie van de tachohoekversnelling, tachohoeksnelheid, tachohoekverdraaiing en elektrische stroom van de motor.

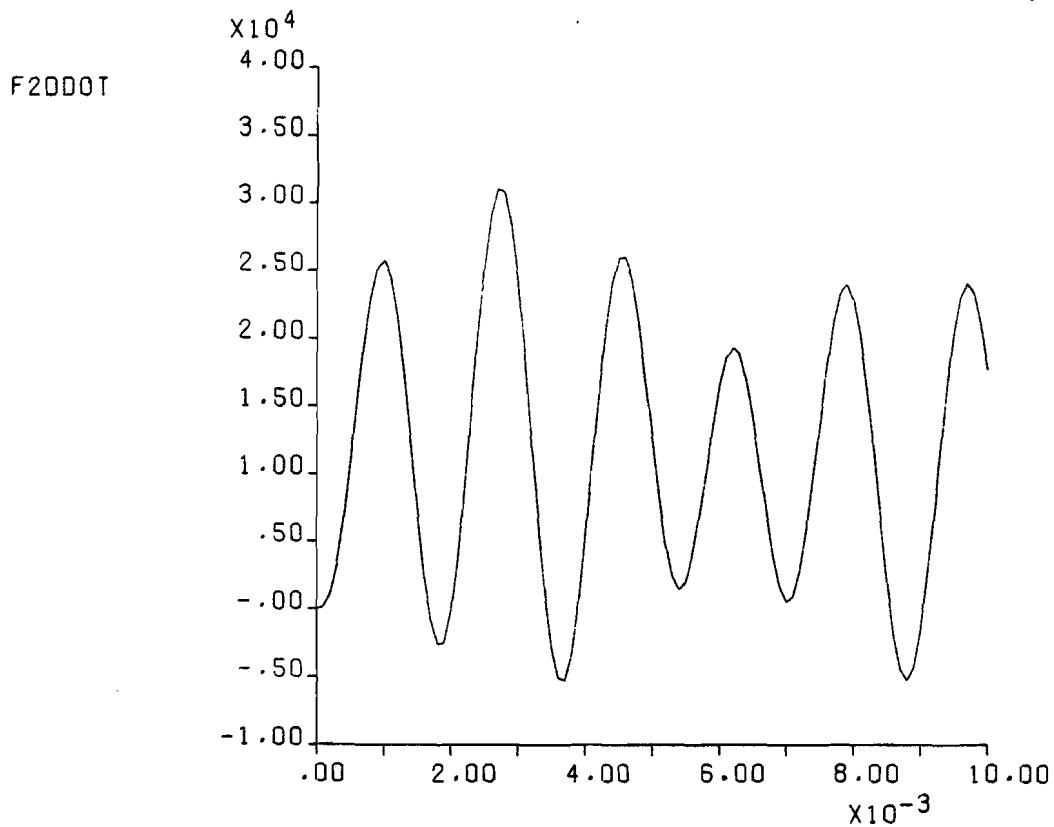


Fig. 4.24a1 standaardgegevens

TIME

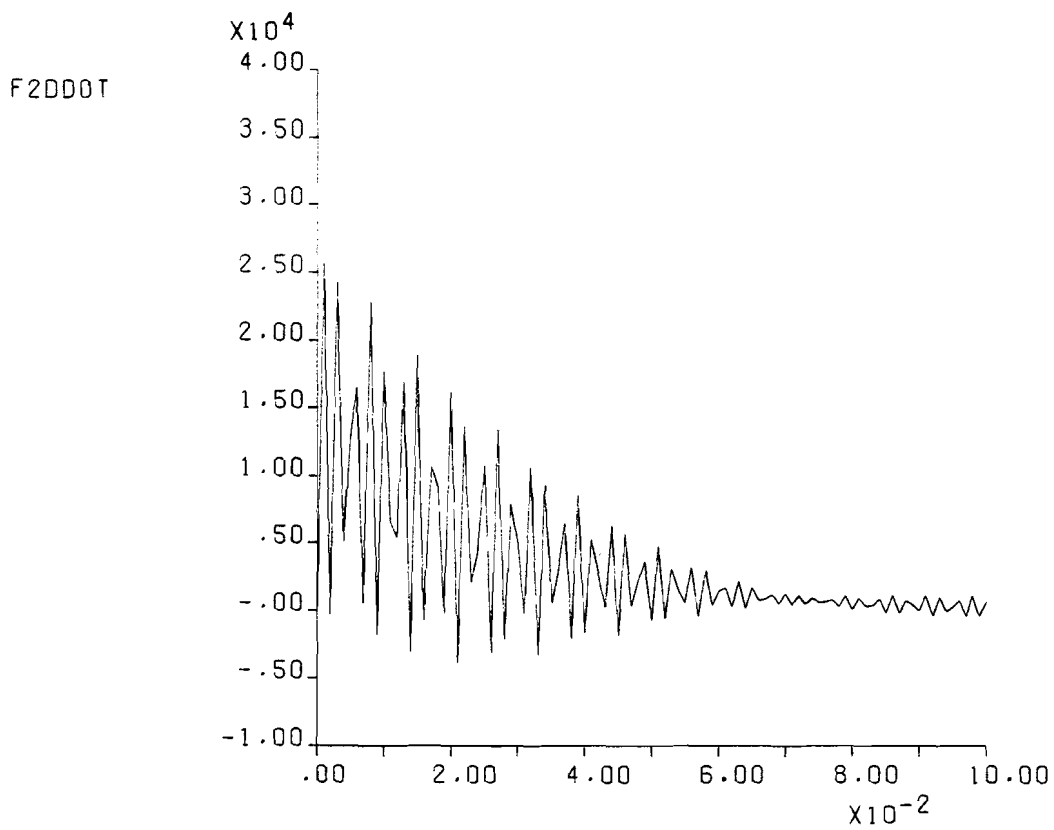


Fig. 4.24a2 standaardgegevens

TIME

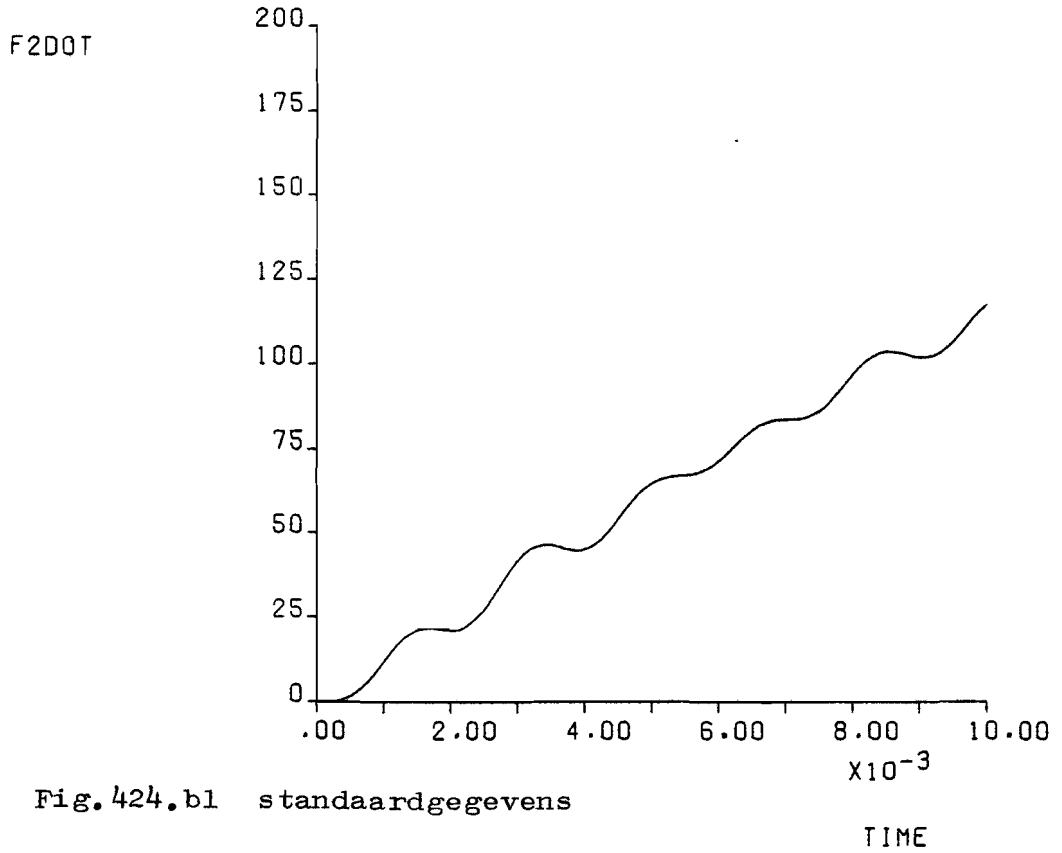


Fig. 424.b1 standaardgegevens

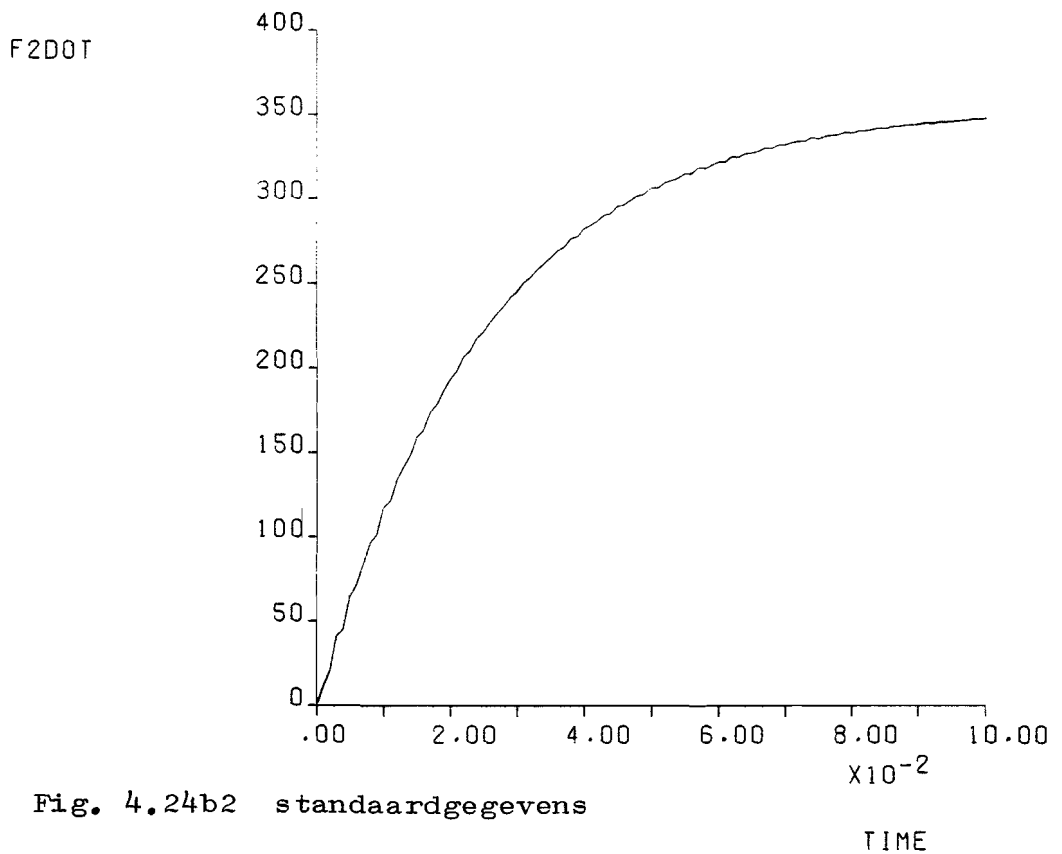


Fig. 4.24b2 standaardgegevens

F2D0T

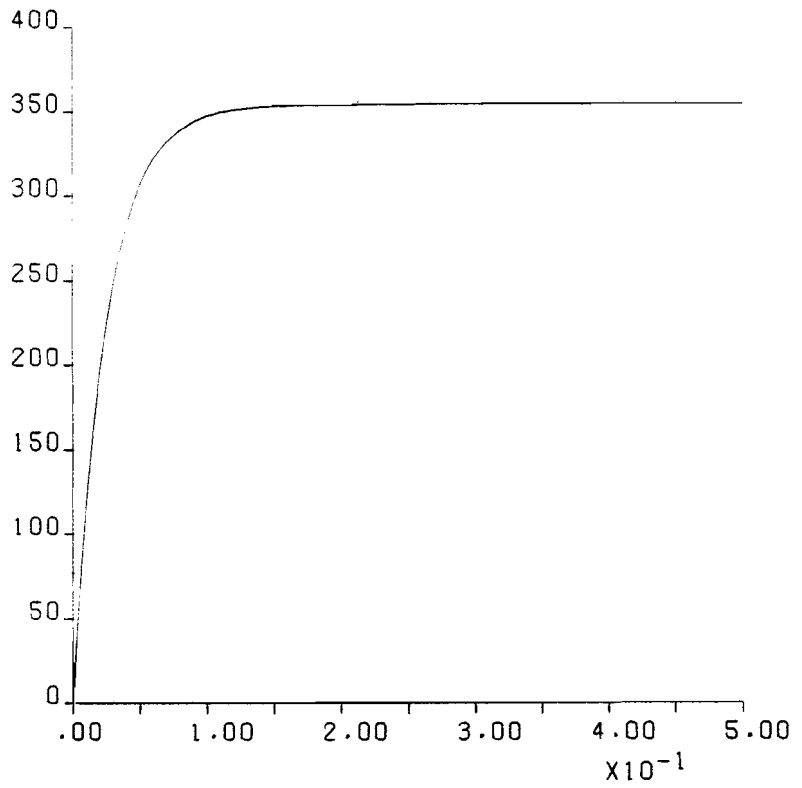


Fig. 4.24b3 standaardgegevens

TIME

F2

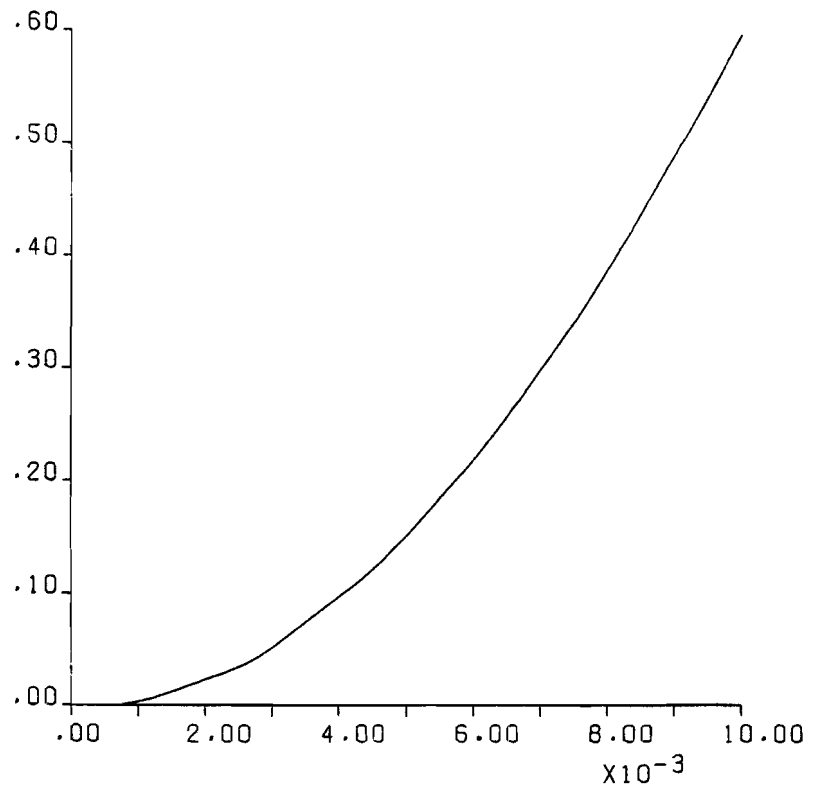
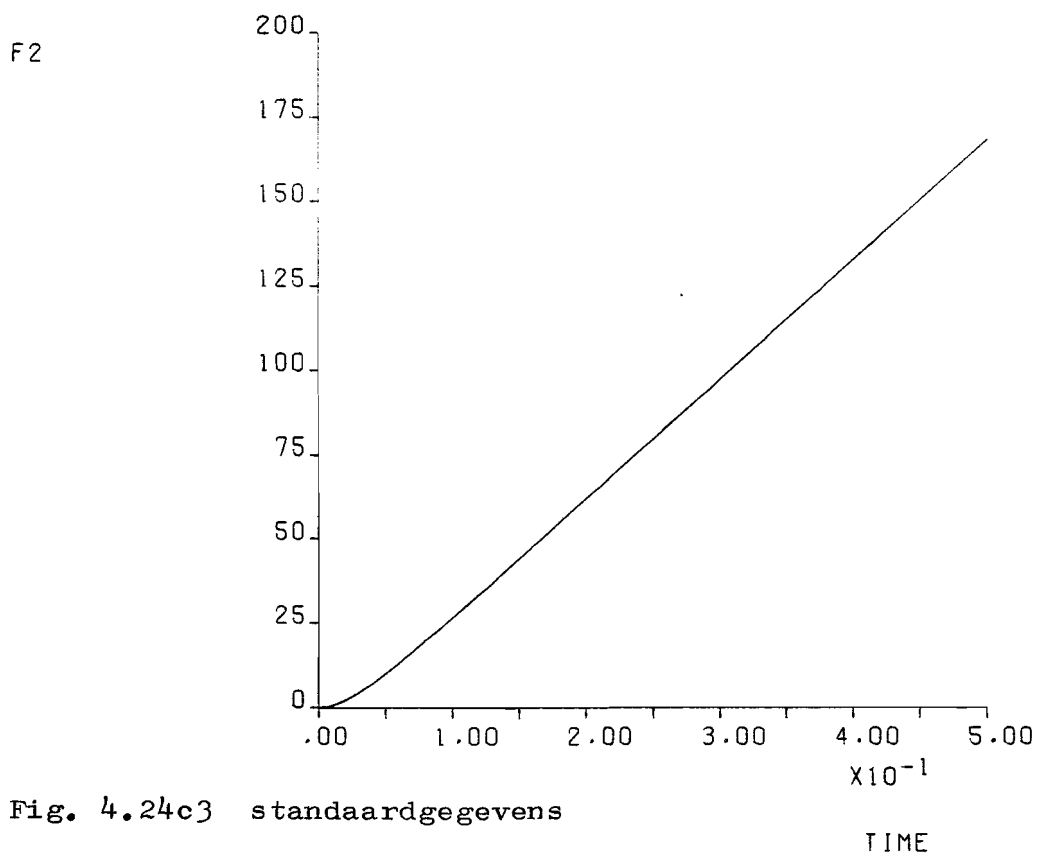
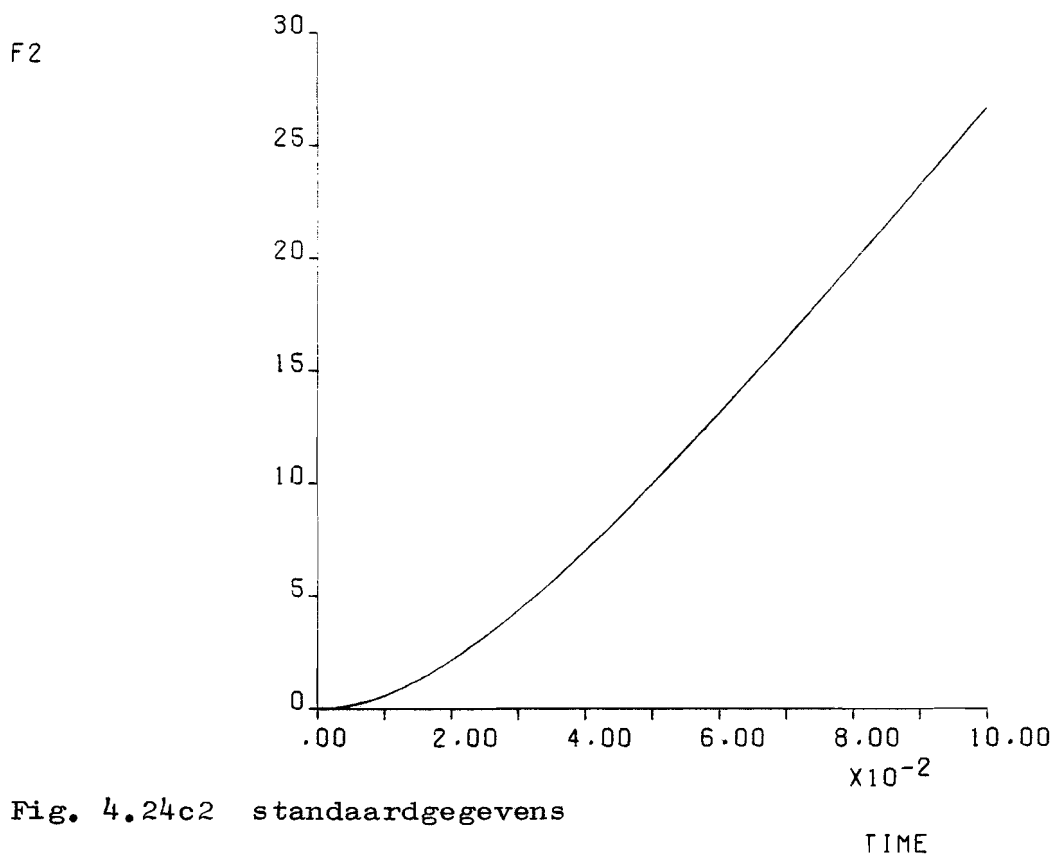
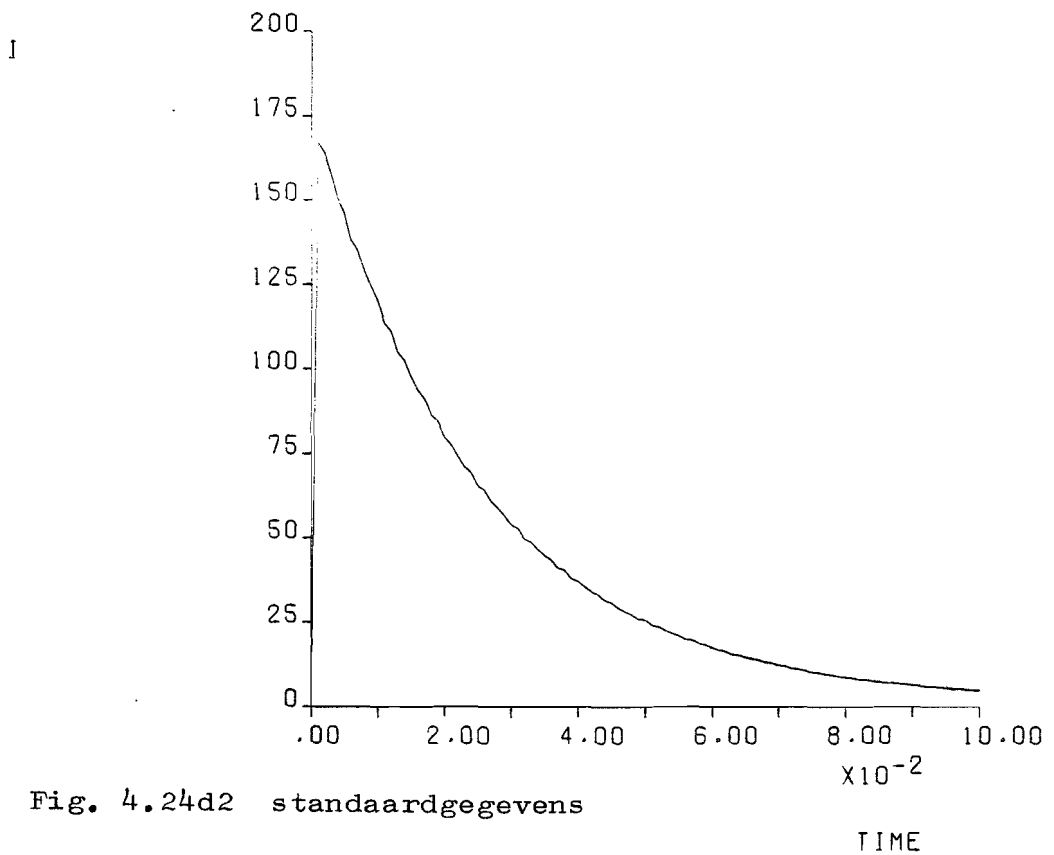
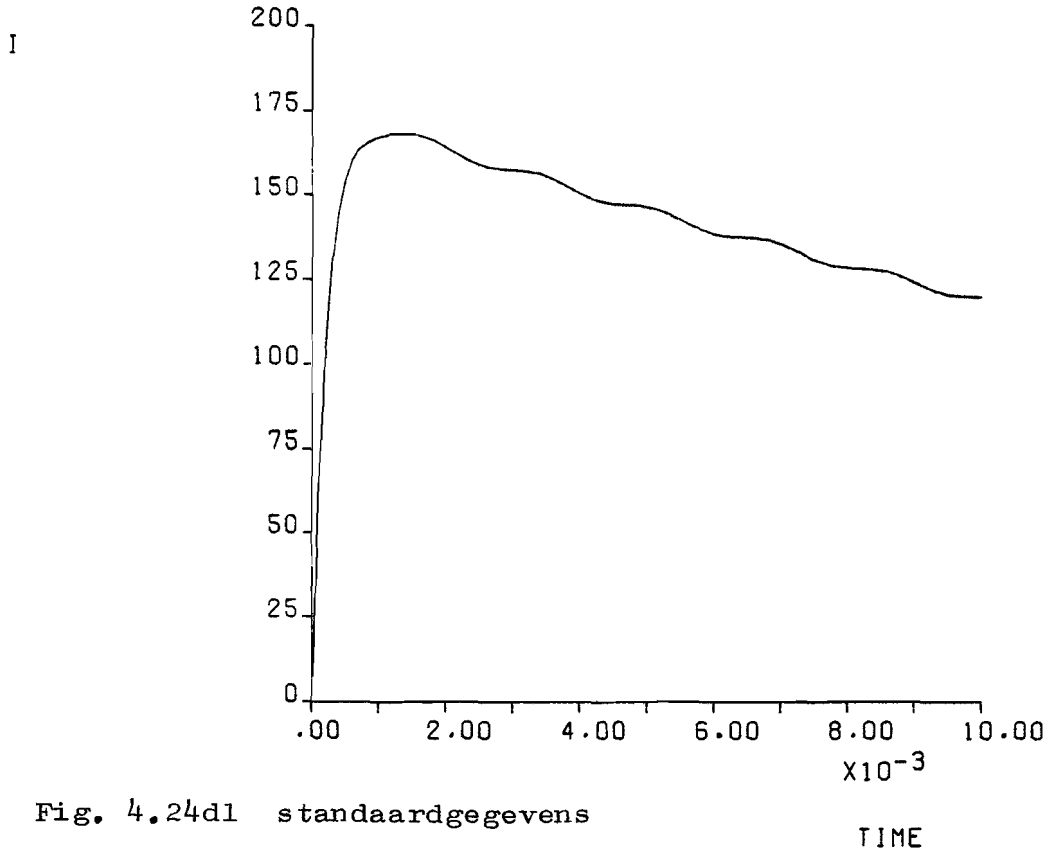


Fig. 4.24c1 standaardgegevens

TIME





HOOFDSTUK 5. Conclusies.

In dit hoofdstuk worden de conclusies, die volgen uit het onderzoek van het dynamische gedrag van het aandrijfsysteem van de sledepartij, weergegeven. Verder worden suggesties gegeven voor een eventuele voortzetting van dit onderzoek.

1 De motor-tacho-combinatie.

Het dynamische gedrag van een motor-tacho-combinatie, kan beschreven worden door een massa-veer-systeem, zoals weergegeven in fig. 5.1.

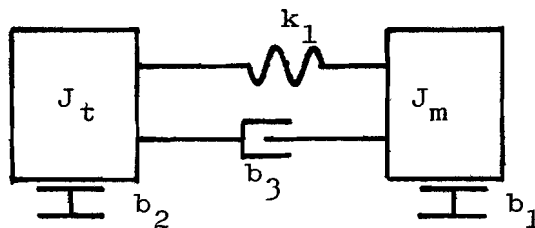


fig. 5.1.a Het mechanische deel van de motor-tacho-combinatie.

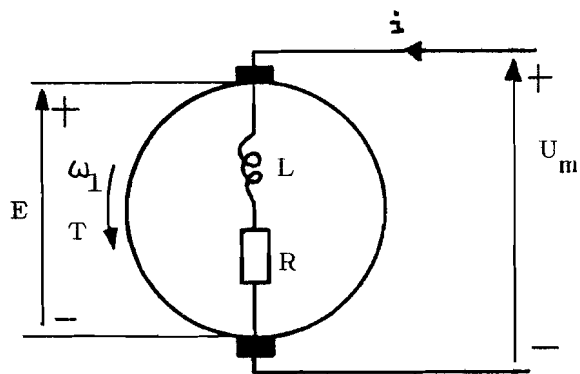


fig. 5.1.b Het elektromechanische deel van de motor-tacho-combinatie.

De amplitudekarakteristiek van de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ is weergegeven in fig. 5.2.

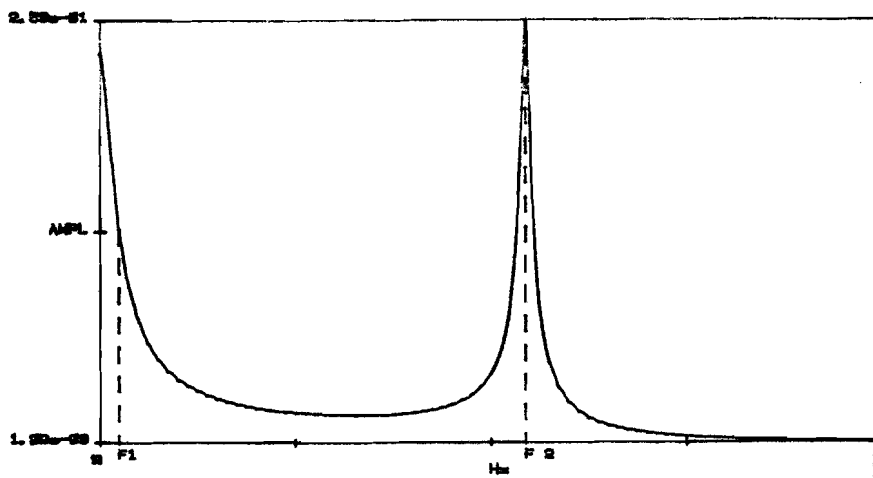


fig. 5.2 Amplitudekarakteristiek van de motor-tacho-combinatie.

Voor de karakteristieke punten uit de overdracht, f_1 en f_2 , zijn benaderingen gevonden. Deze luiden:

$$\text{voor } f_1 \quad f_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{c^2}{R(J_m + J_t)} \quad \text{Hz} \quad (5.1)$$

$$\text{voor } f_2 \quad f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{J_m + J_t}{J_m \cdot J_t}} k_1 \quad \text{Hz} \quad (5.2)$$

De invloed van de lagerwrijving b_1 en b_2 op het dynamische gedrag is gering. De hoogte van de resonantiepiek wordt sterk beïnvloed door de verbindingsdemping b_3 . Het is niet mogelijk de waarde van b_3 te berekenen, wel kan b_3 door metingen bepaald worden.

2 De sledepartij.

Bij een aandrijfsysteem met een indirect meetsysteem zijn alleen torsietrillingen van belang voor het dynamische gedrag van de sledepartij.

Andere trillingsvormen zijn bij de bepaling van $U_t(s)/U_m(s)$ niet van belang.

Het berekenen van de eigenfrequentie uit de overdrachtsfunctie van de sledepartij is niet mogelijk m.b.v. een eenvoudig massa-veer-systeem. Er moeten meer geavanceerde methoden, bijvoorbeeld de Raleigh-Ritz-methode of de eindige-elementen-methode, toegepast worden om de eigenfrequentie van de sledepartij te bepalen.

3 De motor-tacho-sledepartij-combinatie.

Het dynamische gedrag van een motor-tacho-sledepartij-combinatie kan beschreven worden door een massa-veer-systeem, zoals weergegeven in fig. 5.3.

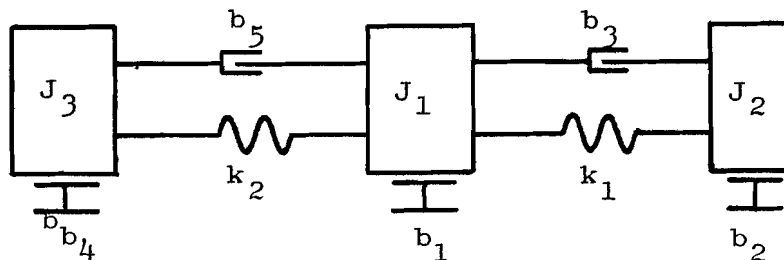


fig. 5.3 Het mechanische deel van de motor-tacho-sledepartij-combinatie.

In fig. 5.3 is het zuiver mechanische deel van de combinatie weergegeven. Het elektromechanische deel is gelijk aan dat van de motor-tacho-combinatie (fig. 5.1.b).

De amplitudekarakteristiek van de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ van de motor-tacho-sledepartij-combinatie is weergegeven in fig. 5.4.

Voor de karakteristieke punten uit de overdrachtsfunctie f_1 , f_2 en f_3 zijn benaderingen gevonden. Deze luiden:

$$\text{voor } f_1 \quad f_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{c^2}{R(J_{slp} + J_m + J_t)} \text{ Hz} \quad (5.3)$$

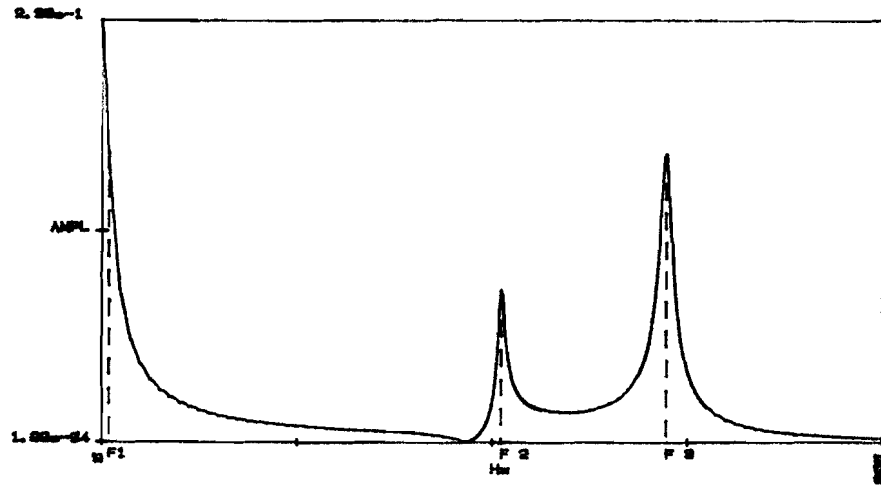


fig. 5.4 Amplitudekarakteristiek van de motor-tacho-sledepartij-combinatie.

met $J_{s1p} = J_{s1} + J_{sp} + J_{kpp}$

voor f_2 en f_3 $f_2 = \omega_2 / 2\pi$

$f_3 = \omega_3 / 2\pi$

ω_2^2 en ω_3^2 zijn de wortels uit het onderstaande tweede graads polynoom.

$$\omega^4 - \left(\frac{k_2}{J_3} + \frac{k_1 + k_2}{J_1} + \frac{k_1}{J_2} \right) \omega^2 + k_1 k_2 \left(\frac{1}{J_1 J_2} + \frac{1}{J_2 J_3} + \frac{1}{J_3 J_1} \right) = 0 \quad (5.4)$$

met $J_3 = J_{s1} + J_{sp} + J_{kpp}$

$J_1 = J_m$

$J_2 = J_t$

De invloed van de lagerwrijving b_1 , b_2 en b_4 op het dynamische gedrag van de motor-tacho-sledepartij-combinatie is gering.

De invloed van de massatraagheid van de gereedschapsslede op het dynamische gedrag van de motor-tacho-sledepartij-combinatie is gering.

De hoogte van de resonantiepieken wordt sterk beïnvloed door b_3 respectievelijk b_5 . Het is niet mogelijk b_3 en b_5 te berekenen, wel is uit de meting de waarde van b_3 en b_5 af te leiden.

In de responsie van de tachometer, op een stap in de voedingsspanning van de motor, komen de resonantiepieken uit de frequentie-overdracht tot uiting; vooral in de versnelling en de snelheid van de tachometer is dit duidelijk te zien.

Suggesties voor verder onderzoek.

Er is gebleken, dat de resonantiepieken in de overdracht tot uiting komen in de tijdresponsie. Nu kan onderzocht worden, wat de invloed van deze slingeren in de tijdresponsie is, op het dynamische gedrag van de positie-regelkring van het aandrijfsysteem (fig. 5.5).

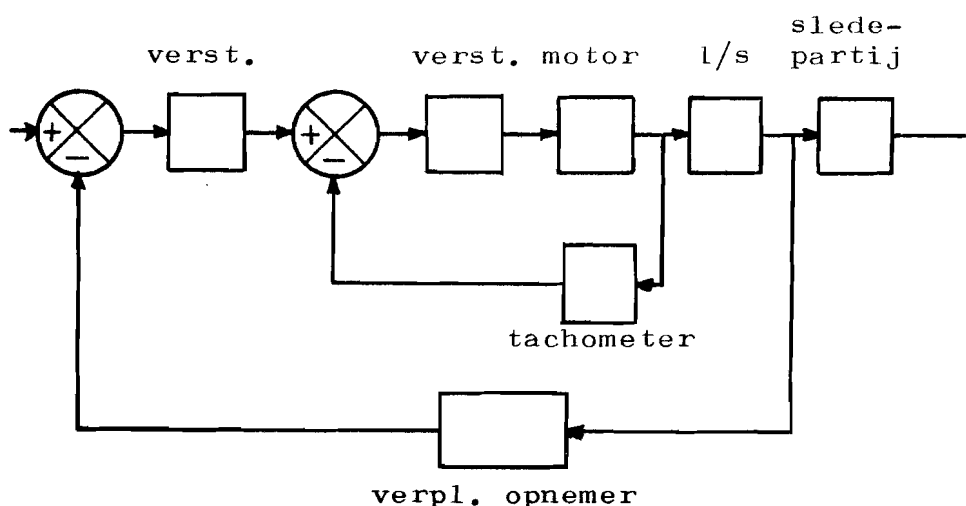


fig. 5.5 Het aandrijfsysteem met positieregelkring.

Daartoe moeten dus eerst de snelheids-, en verplaatsings-terugkoppelingen in de mathematische beschrijving van het aandrijfsysteem opgenomen worden. Ook moeten dan de versterkers met hun dynamisch gedrag in het onderzoek betrokken worden. Verder kan nog de mogelijkheid, om m.b.v. de analyzer uit de overdrachtsfunctie de tijdresponsie te berekenen, onderzocht worden. De vraag hierbij is of de tijdresponsie voldoende nauwkeurig berekend wordt.

LITERATUURLIJST.

- (1) Shearer, Murphy, Richardson.
Introduction to systems dynamics.
Addison-Wesley, april 1971.
- (2) J.C. Cool, F.J. Schijft, T.J. Viersma.
Regeltechnik.
AGON Elsevier, 1972.
- (3) S.Timoshenko, D.H. Young.
Technische Mechanica.
Prisma-Technika, 1979
- (4) P. Wolters.
Rechnerunterstützte dimensionierung von Vorschubantrieben
für numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen.
Dissertation TH-Aachen, 1976.
- (5) F.D. Kopperschlager.
Über die Auslegung mechanischer Übertragungselemente
an numerisch gesteuerten Werkzeugmaschinen.
Dissertation TH-Aachen, 1969.
- (6) K. Klotter.
Technische Schwingungslehre.
Springer-Verlag Berlin, 1960.
- (7) Hurty, Rubinstein.
Dynamics of Structures.
- (8) Manfred Weck.
Werkzeugmaschinen Band 3; Automatisierung
und Steuerungstechnik.
VDI-Verlag Düsseldorf, 1978.

- (9) THE-RC 37628.
Eenvoudige CSMP-handleiding RC-informatie AG-19.
TH-Eindhoven Rekencentrum, september 1979.
- (10) THE-RC 41536a.
CSMP-handleiding.
TH-Eindhoven Rekencentrum.
- (11) Frank H. Speckhart, Walter L. Green.
A Guide to CSMP.
Prentice-Hall, Inc(U.S.), 1976.
- (12) Fourier-analyzer training manual.
Application note 140.0;
Hewlett Packard Company.

HET DYNAMISCH GEDRAG VAN HET AANDRIJF-
SYSTEEM VAN DE GEREEDSCHAPSSLEDE VAN EEN
NUMERIEK BESTUURDE WERKTUIGMACHINE
(Bijlage)

Auteur: J.A.J. Oosterling

WPT-Rapport nr. 0510

juni 1981

gecorrigeerde uitgave

BIJLAGE 1 Afleiding van de overdrachtsfunctie voor de motor-tacho-combinatie.

Uitgaande van de graphe in fig. 2.18 wordt de vergelijking afgeleid, die de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ geeft.

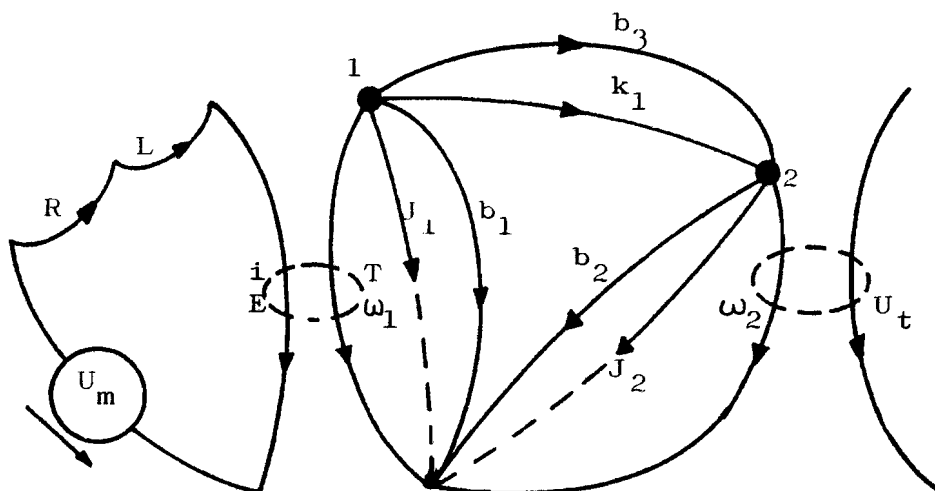


fig. 2.18 Graphe van de motor-tacho-combinatie.

Voor het linkerdeel van de graphe kunnen we de volgende vergelijking opstellen (geschreven in het Laplacedomein).

$$U_m(s) = (R + sL) i(s) + E(s) \quad (2.5)$$

$$E(s) = c \cdot \omega_1(s) \quad (2.6)$$

$$T(s) = c \cdot i(s) \quad (2.7)$$

Door (2.6) en (2.7) in (2.5) in te vullen volgt

$$U_m(s) = \frac{T(s)(R + sL)}{c} + c \cdot \omega_1(s) \quad (B.1.1)$$

Voor het middenstuk van de graphe gelden de volgende vergelijkingen.

$$T(s) = \left(b_1 + b_3 + \frac{k_1}{s} + J_1 s \right) \omega_1(s) - \left(b_3 + \frac{k_1}{s} \right) \omega_2(s) \quad (2.3)$$

$$\left(b_3 + \frac{k_1}{s} \right) \omega_1(s) = \left(b_3 + b_2 + \frac{k_1}{s} + J_2 s \right) \omega_2(s) \quad (2.4)$$

Uit (2.3) en (2.4) volgt nu het verband tussen $T(s)$ en $\omega_2(s)$.

$$T(s) = \left\{ \frac{\left(b_1 + b_3 + \frac{k_1}{s} + J_1 s \right) \left(b_3 + b_2 + \frac{k_1}{s} + J_2 s \right)}{b_3 + \frac{k_1}{s}} - \left(b_3 + \frac{k_1}{s} \right) \right\} \omega_2(s) \quad (B.1.2)$$

Door nu (2.4) en (B.1.2) in te vullen in (B.1.1) vinden we na enig rekenwerk het verband tussen $U_t(s)$ en $U_m(s)$.

$$\frac{U_t(s)}{U_m(s)} = \frac{m_0 + m_1 s}{n_0 + n_1 s + n_2 s^2 + n_3 s^3 + n_4 s^4} \quad (2.9)$$

Waarbij voor de coëfficiënten geldt:

$$m_0 = a k_1 \quad (B.1.3)$$

$$m_1 = a b_3 \quad (B.1.4)$$

$$n_0 = \frac{R k_1}{c} (b_1 + b_2) + k_1 c \quad (B.1.5)$$

$$n_1 = \frac{R}{c} \left\{ b_1 b_2 + b_2 b_3 + b_3 b_1 + k_1 (J_1 + J_2) \right\} + c (b_2 + b_3) + \frac{L k_1}{c} (b_1 + b_2) \quad (B.1.6)$$

$$n_2 = \frac{R}{c} \left\{ b_1 J_2 + b_2 J_1 + b_3 (J_1 + J_2) \right\} + c \cdot J_2 + \frac{L}{c} \left\{ b_2 (b_1 + b_3) + k_1 (J_1 + J_2) + b_3 b_1 \right\} \quad (B.1.7)$$

$$n_3 = \frac{R}{c} J_1 J_2 + \frac{L}{c} \left\{ J_1 (b_3 + b_2) + J_2 (b_1 + b_3) \right\} \quad (B.1.8)$$

$$n_4 = \frac{L}{c} J_1 J_2 \quad (B.1.9)$$

Nu de uitdrukkingen voor de coëfficiënten m_i en n_i bekend zijn, kan het nulpunt s_0 bepaald worden.

$$s_0 = -\frac{m_0}{m_1} = -\frac{k_1}{b_3} \quad (B.1.10)$$

Voor de polen is het niet mogelijk om een soortgelijke vergelijking te vinden.

BIJLAGE 2 Machinegegevens.

Het gaat hier om de gegevens van een gelijkstroom-servo-motor van Brown Boveri Company: typenummer AXEM F12T M19P. De gegevens zijn ontleend aan een brochure van B.B.C. over AXEM D.C. servo-motoren, brochurenummer D NG 70058E.

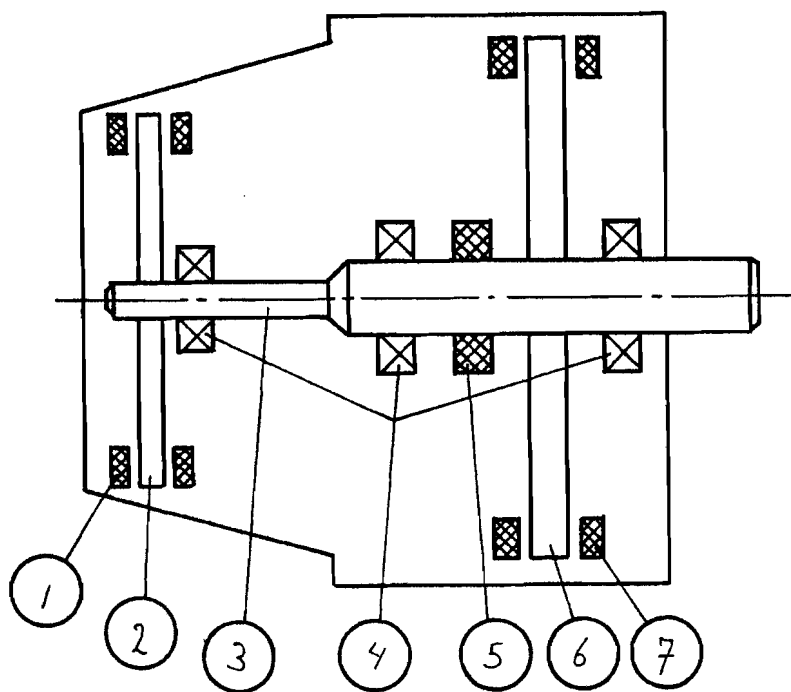


fig. 2.2 Motor-tacho-combinatie: F12T M19P.

Gegevens van de gelijkstroommotor:

- J_1 : massatraagheidsmoment
van de rotor van de motor $= 12000 \text{ grcm}^2$
 $= 1.2 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$
- J_2 : massatraagheidsmoment
van de rotor van de tacho $= 1500 \text{ grcm}^2$
 $= 1.5 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$

- b_1 : visceuze dempingsconstante (K_D) = 8 cmN/1000 rpm
= $7.64 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2/\text{s}$
- b_2 : visceuze dempingsconstante
geen gegevens beschikbaar = 0 kgm^2/s
- b_3 : verbindingsdemping:
niet gegeven, gekozen = $10^{-2} \text{ kgm}^2/\text{s}$
- k_1 : torsiestijfheid van de as
tussen motor en tacho:

$$k_1 = \frac{G I_p}{l} = \frac{G \pi d^4}{32 l} = 1090 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$$

met G : glijdingsmodulus = $8 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$

l : lengte van de as = 72 mm

d : diameter van de as = 10 mm

- L : zelfinductie
van de rotor van de motor = 10^{-4} Henry
- R : weerstand
van de rotor van de motor = 0.46 ohm
- c : motorconstante (K_E)
= 25.5 V/1000 rpm
= 0.244 V/rad/s
- a : tachoconstante (K_E)
= 6 V/1000 rpm
= $5.72 \cdot 10^{-2} \text{ V/rad/s}$

BIJLAGE 3 Rekenprogramma voor de overdrachtsfunctie.

Voor de berekening van de overdrachtsfunctie, afgeleid in bijlage 1, is een rekenprogramma geschreven voor een programmeerbare zakrekenmachine. De functie luidt:

$$\frac{U_k(s)}{U_m(s)} = \frac{m_0 + s m_1}{n_0 + n_1 s + n_2 s^2 + n_3 s^3 + n_4 s^4} \quad (2.9)$$

De berekening van de overdrachtsfunctie verloopt als volgt.

- Als invoergegevens worden de machinegegevens van bijlage 2 gebruikt.
- Vervolgens worden de waarden van de coëfficiënten n_i en m_i bepaald. De uitdrukkingen voor deze getallen zijn afgeleid in bijlage 1.
- Met behulp van een standaardprocedure om nulpunten van een vergelijking te berekenen, worden s_1 en s_2 berekend. Dit zijn de twee reële wortels van de noemer van (2.9). De andere twee wortels zijn toegevoegd complexe wortels.
- Daarna worden ω_r en β berekend. Dit gaat als volgt. De noemer van (2.9) wordt als volgt ontbonden.

$$n_0 + n_1 s + n_2 s^2 + n_3 s^3 + n_4 s^4 = n_4 (s + s_1)(s + s_2)(s^2 + a s + \omega_r^2) \quad (B.3.1)$$

waarbij $a = 2\beta\omega_r$

Nu is ω_r uit te drukken in n_0 , n_4 , s_1 , s_2 , die inmiddels berekend zijn.

De uitdrukking voor ω_r luidt:

$$\omega_r^2 s_1 s_2 n_4 = n_0$$

$$\omega_r = \sqrt{\frac{n_0}{s_1 s_2 n_4}} \quad (\text{B.3.3})$$

Nu moet voor β nog een uitdrukking gevonden worden.

Wij delen (B.3.1) door n_4 . Het linkerlid van (B.3.1) delen wij door $(s + s_1)$.

$$\left\{ s^4 + \frac{n_3}{n_4} s^3 + \frac{n_2}{n_4} s^2 + \frac{n_1}{n_4} s + \frac{n_0}{n_4} \right\} (s + s_1) =$$

$$s^3 + \left(\frac{n_3}{n_4} - s_1 \right) s^2 + \left\{ \frac{n_2}{n_4} - s_1 \left(\frac{n_3}{n_4} - s_1 \right) \right\} s + \text{rest} \quad (\text{B.3.4})$$

De rest van de polynoom (B.3.4) is voor de bepaling van β niet van belang. Het rechterlid van (B.3.4) delen we nu door $(s + s_2)$.

$$\left[s^3 + \left(\frac{n_3}{n_4} - s_1 \right) s^2 + \left\{ \frac{n_2}{n_4} - s_1 \left(\frac{n_3}{n_4} - s_1 \right) \right\} s + \text{rest} \right] / (s + s_2) =$$

$$s^2 + \left(\frac{n_3}{n_4} - s_1 - s_2 \right) s + \text{rest} \quad (\text{B.3.5})$$

Vergelijken we dit met (B.3.1), dan zien we dat geldt:

$$\frac{n_3}{n_4} - s_1 - s_2 = a = 2\beta\omega_r$$

Dus volgt hieruit voor β :

$$\beta = \left(\frac{n_3}{n_4} - s_1 - s_2 \right) \frac{1}{2 \omega_r} \quad (\text{B.3.6.})$$

- Als laatste wordt voor een waarde van ω de amplitude en de fase van de overdrachtsfunctie berekend.

De uitdrukking voor de amplitude luidt:

$$|H| = \frac{u_t(j\omega)}{u_m(j\omega)} = \left\{ \frac{(m_1 \omega)^2 + m_0^2}{(n_4 \omega^4 - n_2 \omega^2 + n_0)^2 + (n_1 \omega - n_3 \omega^3)^2} \right\}^{1/2} \quad (\text{B.3.7.})$$

De uitdrukking voor de fase luidt:

$$\phi = \arctan\left(\frac{m_1 \omega}{m_0}\right) - \arctan\left(\frac{n_1 \omega - n_3 \omega^3}{n_4 \omega^4 - n_2 \omega^2 + n_0}\right) \quad (\text{B.3.8.})$$

Gebruikersdocumentatie van het programma.

- Voor programma-inlezing eerst intypen:
Dit brengt het geheugen in de toestand: 639,39.
- Label B: machinegegevens invoeren: eerst de waarde van R intypen.
- Label C': coëfficiënten van het polynoom uitrekenen.
- Label A': wortels s_1 en s_2 uitrekenen.
- Label A: amplitude berekenen: waarde van ω invoeren in rad/s.
- Label D: fase berekenen: waarde van f invoeren in Hz.

Lijst met vulling van geheugenplaatsen.

variabele	geheugen- plaats	waarde	variabele	geheugen- plaats
R	11	.46	n_0	21
L	12	10^{-4}	n_4/n_0	22
c	13	.244	n_3/n_0	23
a	14	$5.72 \cdot 10^{-2}$	n_2/n_0	24
k_1	15	1090	n_1/n_0	25
b_1	16	$7.64 \cdot 10^{-4}$	m_1/n_0	26
b_2	17	0	m_0/n_0	27
b_3	18	10^{-2}	ω	10
J_1	19	$1.2 \cdot 10^{-2}$	s_1	28
J_2	20	$1.5 \cdot 10^{-3}$	s_2	29
			ω_r	30
			β	31

BIJLAGE 4 Afleiding van eigenfrequenties.

Voor een systeem van 2 veren en 2 massa's (fig. B.4.1) is met behulp van de Lagrange-vergelijkingen een formule afgeleid voor de twee eigenfrequenties. (lit. 6)

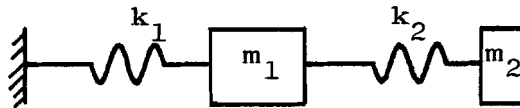


fig. B.4.1 Een massa-veer-systeem met twee vrijheidsgraden.

De uitdrukking voor de kinetische energie luidt:

$$T(\dot{x}_1, \dot{x}_2) = \frac{1}{2} \left\{ a_{11} \dot{x}_1^2 + 2a_{12} \dot{x}_1 \dot{x}_2 + a_{22} \dot{x}_2^2 \right\} \quad (B.4.1)$$

$$= \frac{1}{2} \left\{ m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 \right\} \quad (B.4.2)$$

De uitdrukking voor de potentiële energie luidt:

$$U(x_1, x_2) = \frac{1}{2} \left\{ c_{11} x_1^2 + 2c_{12} x_1 x_2 + c_{22} x_2^2 \right\} \quad (B.4.3)$$

$$= \frac{1}{2} \left\{ (k_1 + k_2) x_1^2 - 2k_2 x_1 x_2 + k_2 x_2^2 \right\} \quad (B.4.4)$$

De algemene vorm (B.4.1) gaat voor dit geval over in:

$$T = \frac{1}{2} \left\{ a_{11} \dot{x}_1^2 + a_{22} \dot{x}_2^2 \right\} \quad (B.4.5)$$

En (B.4.3) wordt:

$$U = \frac{1}{2} \left\{ c_{11} x_1^2 + 2c_{12} x_1 x_2 + c_{22} x_2^2 \right\} \quad (B.4.6)$$

De Lagrange-vergelijking voor een systeem met f vrijheidsgraden levert f bewegingsvergelijkingen op,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial U}{\partial x_i} = K_i \quad (i=1,2,\dots,f) \quad (B.4.7)$$

waarbij K_i de krachten voorstellen, die niet uit een potentiaal af te leiden zijn (bijv. wrijvingskrachten).

Bij ongedempte trillingen geldt dus: $K_i = 0$

De bewegingsvergelijking voor het systeem van fig. B.4.1 wordt nu voor x_1 :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_1} + \frac{\partial U}{\partial x_1} = 0 \quad (B.4.8)$$

$$a_{11} \ddot{x}_1 + c_{11} x_1 + c_{12} x_2 = 0 \quad (B.4.9)$$

en voor x_2 :

$$a_{22} \ddot{x}_2 + c_{12} x_1 + c_{22} x_2 = 0 \quad (B.4.10)$$

In matrix-notatie geschreven en gedeeld door c_{11} resp. c_{22}

en voor s ingevuld $j\omega$, volgt nu:

$$\begin{bmatrix} \frac{c_{11}}{a_{11}} - \omega^2 & \frac{c_{12}}{a_{11}} \\ \frac{c_{12}}{a_{22}} & \frac{c_{22}}{a_{22}} - \omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (B.4.11)$$

Door het eigenwaarde-probleem op te lossen vinden we de eigenwaarde ω^2 van het systeem.

De vergelijking voor ω vinden we door de determinant gelijk 0 te stellen. De karakteristieke vergelijking, die daaruit ontstaat, ziet er als volgt uit:

$$\omega^4 - \omega^2 \left(\frac{c_{11}}{a_{11}} + \frac{c_{22}}{a_{22}} \right) + \frac{c_{11}c_{22} - c_{12}^2}{a_{11}a_{22}} = 0 \quad (\text{B.4.12})$$

De wortels van deze vergelijking luiden:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left\{ \frac{c_{11}}{a_{11}} + \frac{c_{22}}{a_{22}} \right\} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left\{ \frac{c_{11}}{a_{11}} + \frac{c_{22}}{a_{22}} \right\}^2 - 4 \left\{ \frac{c_{11}c_{22} - c_{12}^2}{a_{11}a_{22}} \right\}} \quad (\text{B.4.13})$$

Of anders geschreven:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{c_{11}}{a_{11}} + \frac{c_{22}}{a_{22}} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{c_{11}}{a_{11}} - \frac{c_{22}}{a_{22}} \right)^2 + 4 \frac{c_{12}^2}{a_{11}a_{22}}} \right\} \quad (\text{B.4.14})$$

waarbij uit (B.4.1) t/m (B.4.4) volgt:

$$\begin{array}{ll} c_{11} = k_1 + k_2 & a_{11} = m_1 \\ c_{22} = k_2 & a_{22} = m_2 \\ c_{12} = -k_2 & \end{array}$$

BIJLAGE 5 Torsietrillingen in assen.

De berekening van torsietrillingen in assen gaat volgens de Raleigh-Ritz-methode. Eerst wordt uitgelegd hoe deze methode werkt, daarna wordt op het formuleren van de randvoorwaarden ingegaan en tenslotte wordt een rekenprogramma, dat geschreven is voor een programmeerbare zakrekenmachine, behandeld.

B.5.1 DE RALEIGH-RITZ-METHODE.

Bij deze methode wordt een beginschatting gemaakt voor een aantal mode-vormen. De randvoorwaarden worden in rekening gebracht door de modes hieraan te laten voldoen.

Er wordt nu aangenomen, dat de uitwijking $\mathcal{U}(x)$ te schrijven is als een lineaire combinatie van deze aangenomen mode-vormen $\phi_i(x)$.

$$\begin{aligned}\mathcal{U}(x) &= q_1 \phi_1(x) + q_2 \phi_2(x) + q_3 \phi_3(x) + \dots + q_n \phi_n(x) \\ &= \sum_{i=1}^n q_i \phi_i(x)\end{aligned}\tag{B.5.1}$$

De potentiële energie in het systeem is dan voor het geval $\mathcal{U}(x)$ een torsie voorstelt:

$$U = \frac{1}{2} \int_0^l G \cdot I(x) \cdot \mathcal{U}'^2(x,t) dx\tag{B.5.2}$$

met G glijdingsmodulus

$$\mathcal{U}' = \frac{d\mathcal{U}}{dx}$$

I polair traagheidsmoment

Voor de kinetische energie geldt:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l J(x) \cdot \dot{\mathcal{U}}^2(x,t) dx\tag{B.5.3}$$

met J massatraagheidsmoment per meter

$$\dot{\mathcal{U}} = \frac{d\mathcal{U}}{dt}$$

De uitdrukkingen worden nu ingevuld in de r^{de} vergelijking van Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_r} + \frac{\partial U}{\partial q_r} = 0 \quad (B.5.4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_r} \right) = \int_0^l J(x) \left\{ \sum_{i=1}^n \phi_i(x) \cdot \ddot{q}_i(t) \right\} \phi_r(x) dx$$

$$\sum_{i=1}^n \ddot{q}_i(t) \int_0^l J(x) \cdot \phi_i(x) \cdot \phi_r(x) dx = \sum_{i=1}^n m_{ri} \ddot{q}_i \quad (B.5.5)$$

met $m_{ri} = m_{ir} = \int_0^l J(x) \phi_r(x) \phi_i(x) dx \quad (B.5.6)$

$$\frac{\partial T}{\partial q_r} = 0 \quad (B.5.7)$$

$$\frac{\partial U}{\partial q_r} = \int_0^l G I(x) \left\{ \sum_{i=1}^n \phi_i'(x) q_i(t) \right\} \phi_r'(x) dx$$

$$= \sum_{i=1}^n q_i(t) \int_0^l G I(x) \phi_i'(x) \phi_r'(x) dx = \sum_{i=1}^n k_{ri} q_i \quad (B.5.8)$$

met $k_{ri} = k_{ir} = \int_0^l G I(x) \phi_r'(x) \phi_i'(x) dx \quad (B.5.9)$

De r^{de} vergelijking van Lagrange wordt hiermee:

$$\sum_{i=1}^n m_{ri} \ddot{q}_i + \sum_{i=1}^n k_{ri} q_i = 0 \quad (B.5.10)$$

Met $q_i = -\omega^2 q_i$ en notatie in matrix-vorm wordt dit:

$$-\omega^2 [m] \{q\} + [k] \{q\} = \{0\} \quad (B.5.11)$$

Door het eigenwaarde-probleem op te lossen kunnen ω en $\{q\}$ bepaald worden. Dit gebeurt als volgt:

$$\omega^2 [m] \{q\} = [k] \{q\}$$

$$[k]^{-1} [m] \{q\} = \{0\} \frac{1}{\omega^2} \{q\} \quad (B.5.12)$$

$$[D] \{q\} = \lambda \{q\} \quad (B.5.13)$$

met $[D] = [k]^{-1} [m] \quad \lambda = \frac{1}{\omega^2}$

De vector $\{q\}$ geeft aan hoeveel iedere mode bijdraagt in de eigen trillingsvorm.

B.5.2 DE RANDVOORWAARDEN.

Zoals in hoofdstuk 3 uiteengezet, zijn de berekeningen van de torsietrillingen voor 2 verschillende randvoorwaarden uitgevoerd: voor vrije trillingen en voor trillingen van een eenzijdig ingeklemde spindel.

Eerst wordt de eenzijdig ingeklemde spindel behandeld.

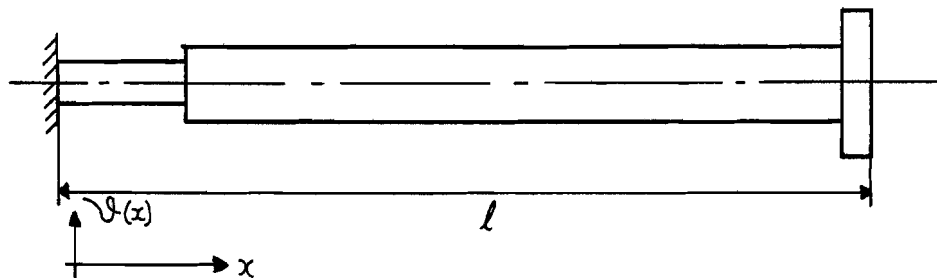


fig. B.5.1 Een eenzijdig ingeklemde spindel.

De randvoorwaarden luiden:

$$\begin{array}{ll} \vartheta(0) = 0 & \frac{d\vartheta(l)}{dx} = 0 \\ \frac{d\vartheta(0)}{dx} \neq 0 & \vartheta(l) \neq 0 \end{array}$$

De beginschattingen voor de eerste drie mode-vormen nemen we als volgt.

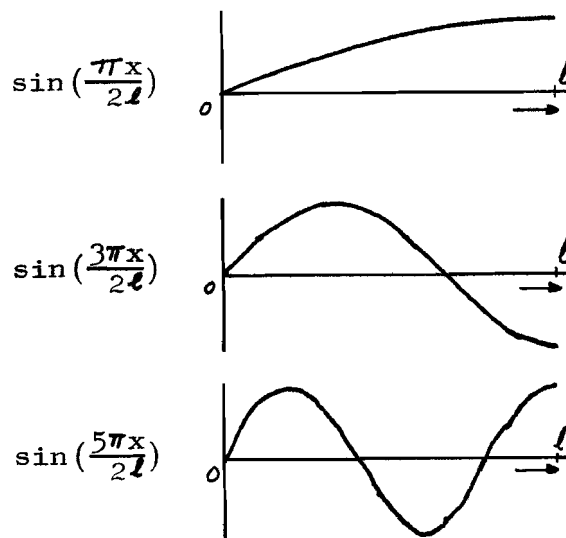


fig. B.5.2 Beginschattingen van de modes.

Voor een uniforme as met lengte l , diameter d , massatraagheidsmoment per meter J en torsiestijfheid GI , kunnen nu na enig rekenwerk de volgende matrices opgesteld worden.

$$[m] = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} l J & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{2} l J & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2} l J \end{bmatrix} \quad [k] = \begin{bmatrix} \frac{\pi^2 GI}{8l} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{9\pi^2 GI}{8l} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{25\pi^2 GI}{8l} \end{bmatrix}$$

Hieruit zijn de volgende eigenfrequenties en eigenvectoren te berekenen.

$$\omega_1 = \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{GI'}{J}} \quad \{q_1\}^T = \{1 \ 0 \ 0\}$$

$$\omega_2 = 3\omega_1 \quad \{q_2\}^T = \{0 \ 1 \ 0\}$$

$$\omega_3 = 5\omega_1 \quad \{q_3\}^T = \{0 \ 0 \ 1\}$$

Bij de bespreking van het programma wordt verder ingegaan op de bepaling van de eigenfrequenties.

Nu wordt het geval van vrije trillingen behandeld.

De randvoorwaarden luiden :

$$\begin{array}{ll} \mathcal{U}(0) \neq 0 & \mathcal{U}(l) = 0 \\ \frac{d\mathcal{U}(0)}{dx} = 0 & \frac{d\mathcal{U}(l)}{dx} = 0 \end{array}$$

De beginschattingen zien er als volgt uit:

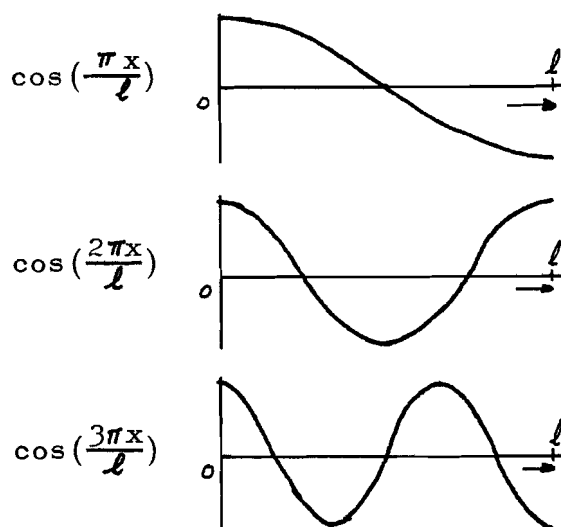


fig. B.5.3 De beginschattingen van de modes.

Voor dezelfde uniforme as kunnen nu de volgende matrices opgesteld worden.

$$[m] = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} l J & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{2} l J & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2} l J \end{bmatrix} \quad [k] = \begin{bmatrix} \frac{G I \pi^2}{2 l} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4 G I \pi^2}{2 l} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{9 G I \pi^2}{2 l} \end{bmatrix}$$

De eigenfrequenties en eigenvectoren zien er als volgt uit.

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{G I}{J}} & \{q_1\}^T &= \{1 \ 0 \ 0\} \\ \omega_2 &= 2 \omega_1 & \{q_2\}^T &= \{0 \ 1 \ 0\} \\ \omega_3 &= 3 \omega_1 & \{q_3\}^T &= \{0 \ 0 \ 1\} \end{aligned}$$

B.5.3 HET REKENPROGRAMMA.

Om met behulp van de Raleigh-Ritz-methode de eigenfrequenties voor torsietrillingen van een spindel te bepalen, is een rekenprogramma voor een programmeerbare zakrekenmachine geschreven.

Het programma bestaat uit twee delen:

1^{ste} deel: berekenen van de massa-, en stijfheidsmatrix.

2^{de} deel: berekenen van de laagste eigenfrequentie.

Voor het eerste deel zijn twee verschillende programma's geschreven voor de twee verschillende randvoorwaarden.

Het tweede deel is voor de 2 situaties hetzelfde.

Bij het eerste deel wordt de situatie van vrije trillingen behandeld.

Voor de elementen van de massa-matrix kunnen we voor een deelas de volgende vergelijking opstellen (fig. B.5.4).

$$m_{ir} = \int_{l_1}^{l_2} J(x) \phi_r(x) \phi_i(x) dx \quad (B.5.14)$$

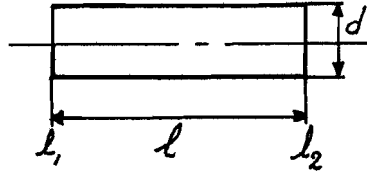


fig. B.5.4 Een uniforme as.

Door nu de uitdrukkingen voor $\phi_r(x)$ en $\phi_i(x)$ in te vullen zijn de elementen van $[m]$ uit te rekenen.

Voor m_{33} geldt bijvoorbeeld:

$$m_{33} = J \left\{ \frac{l_2 - l_1}{2} + \frac{l}{12\pi} \sin\left(\frac{6\pi l_2}{l}\right) - \sin\left(\frac{6\pi l_1}{l}\right) \right\}$$

En voor m_{21} kunnen we schrijven:

$$m_{21} = \frac{Jl}{6\pi} \left\{ \sin\left(\frac{3\pi l_2}{l}\right) - \sin\left(\frac{3\pi l_1}{l}\right) + 3\sin\left(\frac{\pi l_2}{l}\right) - 3\sin\left(\frac{\pi l_1}{l}\right) \right\}$$

Voor de elementen van de stijfheids-matrix kunnen we voor een deelas het volgende berekenen.

$$k_{ir} = \int_{l_1}^{l_2} G I(x) \phi_r'(x) \phi_i'(x) dx \quad (B.5.15)$$

Na enig rekenwerk vinden we de volgende algemene uitdrukkingen voor de elementen van $[m]$ en $[k]$.

$$m_{ii} = J \{ a + b_i \} \quad (B.5.16)$$

$$k_{ii} = \frac{i^2 \pi^2 G I}{l^2} \{ a - b_i \} \quad (B.5.17)$$

Hierbij geldt voor a en b_i :

$$a = \frac{1}{2}(\ell_2 - \ell_1) \quad (B.5.18)$$

$$b_i = \frac{\ell}{4\pi i} \left\{ \sin\left(\frac{2\pi i \ell_2}{\ell}\right) - \sin\left(\frac{2\pi i \ell_1}{\ell}\right) \right\} \quad (B.5.19)$$

$$m_{ij} = \frac{J \ell_{ij}}{2\pi} \left\{ \alpha_{ij} + \beta_{ij} \right\} \quad (B.5.20)$$

$$k_{ij} = \frac{GI \pi i j}{2\ell} \left\{ -\alpha_{ij} + \beta_{ij} \right\} \quad (B.5.21)$$

Waarbij we voor α_{ij} en β_{ij} schrijven:

$$\alpha_{ij} = \left\{ \frac{j \sin(i+j)\pi \ell_2}{\ell} - \frac{\sin(i+j)\pi \ell_1}{\ell} \right\} \frac{1}{i+j} \quad (B.5.22)$$

$$\beta_{ij} = \left\{ \frac{\sin(i-j)\pi \ell_2}{\ell} - \frac{\sin(i-j)\pi \ell_1}{\ell} \right\} \frac{1}{i-j} \quad (B.5.23)$$

Vergelijking (B.5.16) t/m (B.5.21) worden in het eerste deel van het programma gebruikt om de elementen van [m] en [k] per deelas te bepalen. Voor de bepaling van [m] en [k] van de hele as kunnen de afzonderlijke matrices opgeteld worden.

Het tweede deel van het programma berekend de eigenfrequentie en de eigenvector uit [k] en [m].

Eerst wordt $[k]^{-1}$ berekend. Vervolgens wordt $[k]^{-1}[m] = [D]$ bepaald. Met behulp van een iteratieve methode wordt nu de grootste eigenwaarde en de bijbehorende eigenvector van [D] bepaald. Hieruit is direct de eigenfrequentie te bepalen.

Nu volgt nog een voorbeeld van de berekening van de eigenfrequentie en eigenvector van een vrij trillende spindel (fig. 3.9).

$$[k] = \begin{bmatrix} 3.0 \cdot 10^{10} & & & \\ -1.5 \cdot 10^9 & 1.16 \cdot 10^{11} & & \\ -2.9 \cdot 10^9 & -1.06 \cdot 10^{10} & 2.5 \cdot 10^{11} & \\ & & & \end{bmatrix}$$

$$[m] = \begin{bmatrix} 1.10 \cdot 10^3 & & & \\ -6.04 \cdot 10^2 & 1.13 \cdot 10^3 & & \\ 3.27 \cdot 10^2 & -1.60 \cdot 10^3 & 1.16 \cdot 10^3 & \\ & & & \end{bmatrix}$$

eigenfrequentie $f_r = 786$ Hz.

eigenvector $\{q_1\} = \{1, -.17, .7\}$

BIJLAGE 6 De torsiestijfheid van de spindel.

Bij het massa-veer-systeem, dat opgezet is voor de motor-tacho-sledepartij-combinatie, speelt de torsiestijfheid van de spindel een belangrijke rol, omdat deze in sterke mate de ligging van de tweede eigenfrequentie, die veroorzaakt wordt door de sledepartij, bepaalt. In deze bijlage worden twee berekeningsmethoden behandeld om de torsiestijfheid van de spindel te bepalen.

Een schets van de spindel vindt u in fig. B.6.1.

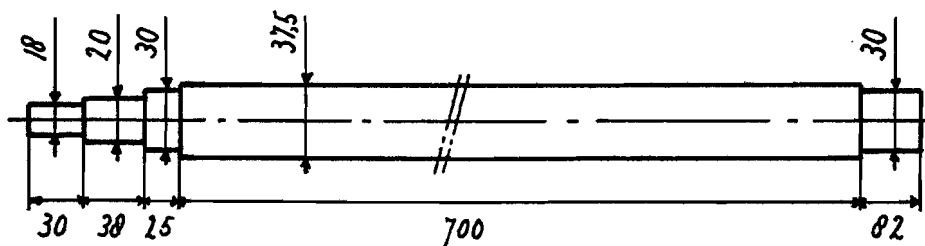


fig. B.6.1 De spindel van de sledepartij van de Hembrug.

Bij de eerste methode wordt de spindel benaderd door een uniforme as. Bij de tweede methode wordt uitgegaan van de vorm van de as, zoals in fig. B.6.1 weergegeven.

Eerste methode.

De spindel wordt benaderd door een uniforme as (fig. B.6.2).

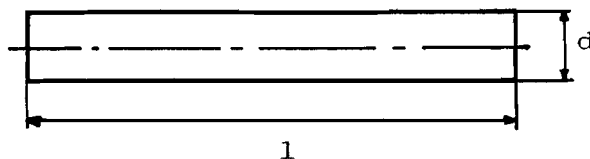


fig. B.6.2 De spindel.

Voor de torsiestijfheid geldt:

$$k_{sp} = G\pi d^4 / 32 \ell$$

Met $d = 37.5$ mm

$$\ell = 875$$
 mm

$$G = 8 \cdot 10^{10}$$
 N/m²

volgt voor de torsiestijfheid: $k_{sp} = 1.8 \cdot 10^4$ kgm²/s²

Voor het massatraagheidsmoment J_{sp} kunnen we schrijven:

$$J_{sp} = \rho \pi d_{sp}^4 l_{sp} / 32 = 1.33 \cdot 10^{-3}$$
 kgm²

Tweede methode.

Uitgaande van de vorm van de spindel in fig. B.6.3 kunnen we voor iedere deel de torsiestijfheid en het massatraagheidsmoment berekenen.

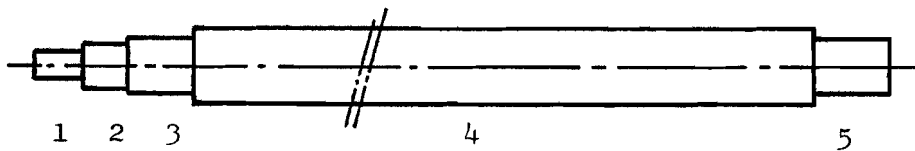


fig. B.6.3 De spindel.

Het massatraagheidsmoment wordt berekend door de massatraagheden van de afzonderlijke deelassen op te tellen. De torsiestijfheid van de spindel kunnen we berekenen door deze opgebouwd te denken uit een serieschakeling van torsieveren, die de torsiestijfheden van de deelassen voorstellen (fig. B.6.4).

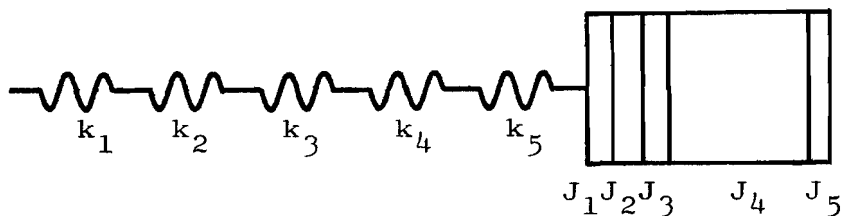


fig. B.6.4 Model van de spindel voor het berekenen van k_{sp} en J_{sp} .

In tabel B.6.1 zijn de resultaten van de berekening weer-gegeven. We zien, dat de torsiestijfheid k_{sp} bepaald wordt door alle deelassen en het massatraagheidsmoment J_{sp} voornamelijk door deelass 4.

deelass	d (mm)	l (mm)	J (kgm ²)	k (kgm ² /s ²)
1	18	30	2.4 e ⁻⁶	2.7 10 ⁴
2	20	38	4.7 e ⁻⁶	3.3 10 ⁴
3	30	25	1.56 e ⁻⁵	2.5 10 ⁵
4	37.5	700	1.06 e ⁻³	2.2 10 ⁴
5	30	82	5.1 e ⁻⁵	7.8 10 ⁴

tabel B.6.1 Torsiestijfheid en massatraagheidsmoment van de deelassen van de spindel.

Voor k_{sp} geldt:

$$\frac{1}{k_{sp}} = \sum_{i=1}^5 \frac{1}{k_i}$$

$$k_{sp} = 7.8 \cdot 10^3 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$$

Voor J_{sp} geldt:

$$J_{sp} = \sum_{i=1}^5 J_i$$

$$J_{sp} = 1.12 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Het massatraagheidsmoment van de sledepartij J_3 wordt nu:

$$J_3 = J_{sp} + J_{s1} + J_{kpp}$$

$$J_3 = 1.12 \cdot 10^{-3} + 6 \cdot 10^{-5} + 2.5 \cdot 10^{-4} = 1.43 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

BIJLAGE 7 Eigenfrequenties van de combinatie motor-tacho-sledepartij.

In deze bijlage worden de eigenfrequenties van het vereenvoudigde model van het mechanische deel van de motor-tacho-sledepartij-combinatie bepaald.

Eerst worden de vergelijkingen, waaruit de eigenfrequenties te bepalen zijn afgeleid. Daarna wordt het programma, dat is geschreven voor een programmeerbare zakrekenmachine, behandeld. Als laatste worden de resultaten van de berekeningen van de eigenfrequenties besproken.

B.7.1 DE BEPALING VAN DE EIGENFREQUENTIES.

Het vereenvoudigde model, zoals dat in hoofdstuk 4 beschreven is, vindt u in fig. B.7.1.

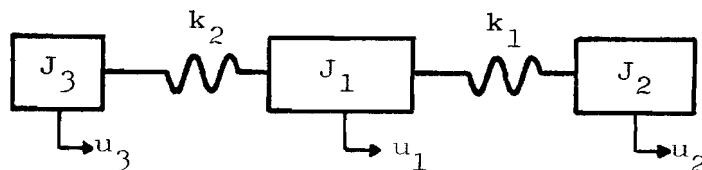


fig. B.7.1 Vereenvoudigd model van de motor-tacho-sledepartij-combinatie.

In het tijddomein luiden de bewegingsvergelijkingen van $u_i(t)$ ($i = 1, 2, 3$):

$$J_3 \ddot{u}_3(t) + k_2 u_3(t) - k_2 u_1(t) = 0 \quad (B.7.1)$$

$$J_1 \ddot{u}_1(t) + (k_1 + k_2) u_1(t) - k_1 u_2(t) - k_2 u_3(t) = 0 \quad (B.7.2)$$

$$J_2 \ddot{u}_2(t) + k_1 u_2(t) - k_1 u_1(t) = 0 \quad (B.7.3)$$

Als we voor $u_i(t)$ invullen $u_i(t) = A_i \cos \omega t$ volgt uit
(B.7.1) t/m (B.7.3)

$$A_3 (k_2 - \omega^2 J_3) - A_1 k_2 = 0 \quad (\text{B.7.4})$$

$$-A_3 k_2 + A_1 (k_1 + k_2 - \omega^2 J_1) - A_2 k_1 = 0 \quad (\text{B.7.5})$$

$$-A_1 k_1 + A_2 (k_1 - \omega^2 J_2) = 0 \quad (\text{B.7.6})$$

Uit (B.7.4) t/m (B.7.6) kunnen we in matrixvorm schrijven:

$$[A] \{u\} = \{0\} \quad (\text{B.7.7})$$

met

$$[A] = \begin{bmatrix} k_2 - \omega^2 J_3 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_1 + k_2 - \omega^2 J_1 & -k_1 \\ 0 & -k_1 & k_1 - \omega^2 J_2 \end{bmatrix}$$

$$\{u\}^T = \begin{bmatrix} u_3 \\ u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

De karakteristieke vergelijking van de matrix A luidt:

$$(k_2 - \omega^2 J_3)(k_1 + k_2 - \omega^2 J_1)(k_1 - \omega^2 J_2) - k_1^2 (k_2 - \omega^2 J_3) - k_2^2 (k_1 - \omega^2 J_2) = 0 \quad (\text{B.7.8})$$

Na uitschrijven van B.7.8 blijft over:

$$\omega^4 - \left(\frac{k_2}{J_3} + \frac{k_1 + k_2}{J_1} + \frac{k_1}{J_2} \right) \omega^2 + k_1 k_2 \left(\frac{1}{J_1 J_2} + \frac{1}{J_2 J_3} + \frac{1}{J_3 J_1} \right) = 0 \quad (\text{B.7.9})$$

Schrijven we (B.7.9) als

$$\omega^4 - a_1 \omega^2 + a_0 = 0$$

dan volgt voor de eigenfrequenties

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left\{ a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4a_0} \right\} \quad (B.7.10)$$

B.7.2 HET REKENPROGRAMMA.

Dit programma berekent de eigenfrequenties van het massa-veer-systeem van fig. B.7.1. Er wordt hierbij gebruik gemaakt van (B.7.9) en (B.7.10).

De invoergegevens voor deze berekening vindt u in onderstaande tabel.

grootheid	symbool	eenheid	standaardgegevens
massa slede	m_{s1}	kg	100
lengte spindel	l_{sp}	m	$8.75 \cdot 10^{-2}$
diameter spindel	d_{sp}	m	$3.75 \cdot 10^{-2}$
spoed spindel	s_{sp}	m	$5 \cdot 10^{-3}$
massatraagheidsmoment motor	J_m	kgm^2	$1.2 \cdot 10^{-3}$
massatraagheidsmoment tacho	J_t	kgm^2	$1.5 \cdot 10^{-4}$
massatraagheidsmoment koppeling	J_{kpp}	kgm^2	$2.5 \cdot 10^{-4}$
lengte verbindingsas motor-tacho	l_1	m	$7.2 \cdot 10^{-2}$
diameter verbindingsas motor-tacho	d_1	m	10^{-2}
torsiestijfheid koppeling	k_{kpp}	kgm^2/s^2	$2.3 \cdot 10^4$
glijdingsmodulus	G	N/m^2	$8 \cdot 10^{10}$
soortelijke massa	ρ	kg/m^3	$7.85 \cdot 10^3$
verdeelfactor voor J_1 en J_3	a		0

tabel B.7.1 Invoergegevens voor het programma.

De berekening van de eigenfrequenties verloopt nu als volgt:

Uit d_1 en l_1 wordt k_1 berekend:

$$k_1 = \pi G d_1^4 / l_1^3$$

Met standaardgegevens: $k_1 = 1090 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

Uit d_{sp} en l_{sp} volgt: $J_{sp} = \pi \rho d_{sp}^4 l_{sp} / 32$

$$k_{sp} = \pi G d_{sp}^4 / l_{sp}^3$$

Met standaardgegevens: $J_{sp} = 1.33 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$

$$k_{sp} = 1.8 \cdot 10^4 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$$

Het gereduceerde traagheidsmoment:

$$J_{s1} = m_{s1} s_{sp}^2 / 4\pi^2$$

Met standaardgegevens: $J_{s1} = 6 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$

Het massatraagheidsmoment J_3 :

$$J_3 = (1-a)(J_{sp} + J_{s1} + J_{kpp})$$

Met standaardgegevens: $J_3 = 1.43 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$

Het massatraagheidsmoment J_1 :

$$J_1 = J_m + a(J_{sp} + J_{s1} + J_{kpp})$$

Met standaardgegevens: $J_1 = 1.2 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$

De torsiestijfheid k_2 : $k_2 = k_{sp} k_{kpp} / (k_{sp} + k_{kpp})$

Met standaardgegevens: $k_2 = 10^4 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

Met behulp van deze formules en (B.7.9) en (B.7.10) worden de eigenfrequenties berekend.

Nu volgen enkele resultaten van berekeningen, die met dit programma zijn uitgevoerd.

Allereerst is nagegaan, wat voor invloed de factor a heeft op de eigenfrequenties. De resultaten hiervan zijn in tabel 4.1 in hoofdstuk 4 weergegeven.

Verder is nog de invloed van k_{sp} , de torsiestijfheid van de spindel bekeken (tabel B.7.2). Uit tabel B.7.2 blijkt, dat de invloed van de spindel torsiestijfheid op de ligging van de eigenfrequentie, afkomstig van de sledepartij, groot is. De laagste eigenfrequentie verandert maar weinig.

k_{sp} (kgm ² /s ²)	k_2 (kgm ² /s ²)	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)
7.3 e ³	5.5 e ³	407	522
8.2 e ³	6.0 e ³	401	520
1.1 e ⁴	7.5 e ³	419	568
1.3 e ⁴	8.5 e ³	424	598
1.6 e ⁴	9.5 e ³	427	627
1.8 e ⁴	1.0 e ⁴	428	642
2.1 e ⁴	1.1 e ⁴	430	670
2.5 e ⁴	1.2 e ⁴	431	698

tabel B.7.2 Variatie van k_{sp} ; invloed op de eigenfrequenties.

Als laatste is de invloed van de massa van de slede op de eigenfrequenties onderzocht (tabel B.7.3).

m_{s1} (kg)	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)
0	426	630
50	425	628
100	425	626
150	424	624
200	424	622
300	423	618

tabel B.7.3 Invloed van variatie van m_{s1} op de eigenfrequenties.

Uit tabel B.7.3 blijkt, dat de invloed van de sledemassa zeer gering is.

$$T(s) = a_1 \omega_1(s) - a_2 \omega_2(s) - a_3 \omega_3(s) \quad (\text{B.8.1})$$

Voor knooppunt 2 geldt:

$$\underbrace{\left(b_3 + \frac{k}{s}\right)}_{a_2} \omega_1(s) = \underbrace{\left(J_2 s + b_2 + b_3 + \frac{k_1}{s}\right)}_{\underbrace{B_2}_{a_4} \quad \underbrace{a_2}} \omega_2(s) \quad (4.4)$$

$$a_2 \omega_1(s) = a_4 \omega_2(s) \quad (\text{B.8.2})$$

Voor knooppunt 3 geldt:

$$\underbrace{\left(b_5 + \frac{k_2}{s}\right)}_{a_3} \omega_1(s) = \underbrace{\left(J_3 s + b_4 + b_5 + \frac{k_2}{s}\right)}_{\underbrace{B_3}_{a_5} \quad \underbrace{a_3}} \omega_3(s) \quad (4.6)$$

$$a_3 \omega_1(s) = a_5 \omega_3(s) \quad (\text{B.8.3})$$

Voor het elektromechanische deel geldt:

$$u_m(s) = \underbrace{\frac{R + sL}{c}}_{a_6} T(s) + \underbrace{c}_{a_7} \omega_1(s) \quad (4.7)$$

$$u_m(s) = a_6 T(s) + a_7 \omega_1(s) \quad (\text{B.8.4})$$

Door (B.8.2) en (B.8.3) in te vullen in (B.8.1) volgt:

$$T(s) = \left\{ a_1 - \frac{a_2^2}{a_4} - \frac{a_3^2}{a_5} \right\} \omega_1(s) \quad (\text{B.8.5})$$

Uit (B.8.4) en (B.8.5) volgt:

$$u_m(s) = \left\{ a_6 \left(a_1 - \frac{a_2^2}{a_4} - \frac{a_3^2}{a_5} \right) + a_7 \right\} \omega_1(s) \quad (\text{B.8.6})$$

Met (B.8.2) volgt hieruit voor $U_m(s)$:

$$u_m(s) = \left\{ a_6 \left(a_1 - \frac{a_2^2}{a_4} - \frac{a_3^2}{a_5} \right) + a_7 \right\} \frac{a_4}{a_2} \omega_2(s) \quad (\text{B.8.7})$$

Verder geldt:

$$a_1 = a_0 + a_2 + a_3$$

Dus volgt:

$$a_1 - \frac{a_2^2}{a_4} - \frac{a_3^2}{a_5} = a_0 + \frac{a_2 a_4 - a_2^2}{a_4} + \frac{a_3 a_5 - a_3^2}{a_5} \quad (\text{B.8.8 a})$$

Verder geldt:

$$a_2 a_4 - a_2^2 = a_2 (a_4 - a_2) = a_2 B_2 \quad (\text{B.8.8 b})$$

$$a_3 a_5 - a_3^2 = a_3 (a_5 - a_3) = a_3 B_3 \quad (\text{B.8.8 c})$$

Uit (B.8.8a), (B.8.8b) en (B.8.8c) volgt:

$$a_1 - \frac{a_2^2}{a_4} - \frac{a_3^2}{a_5} = a_0 + \frac{a_2 B_2}{a_4} + \frac{a_3 B_3}{a_5} \quad (\text{B.8.9})$$

Met (B.8.9) volgt uit (B.8.7):

$$u_m(s) = \left\{ \frac{a_6}{a_2} \left(a_0 a_4 + a_2 B_2 + \frac{a_3 B_3 a_4}{a_5} \right) + \frac{a_4 a_7}{a_2} \right\} \omega_2(s) \quad (\text{B.8.10 a})$$

$$\frac{\omega_2(s)}{u_m(s)} = \frac{a_2 a_5}{a_6 (a_0 a_4 a_5 + a_2 B_2 a_5 + a_3 B_3 a_4) + a_4 a_5 a_7} \quad (\text{B.8.10 b})$$

Vergelijking (B.8.10a) kan ook als volgt geschreven worden:

$$\frac{\omega_2(s)}{u_m(s)} = \frac{\frac{a_2}{a_6}}{a_0 a_4 + a_2 B_2 + \frac{a_3 B_3 a_4 a_5^*}{a_5 a_5^*} + \frac{a_4 a_7 a_6^*}{a_6 a_6^*}} \quad (\text{B.8.10 c})$$

Vergelijking (B.8.10b) komt overeen met vergelijking (4.10).
 Vergelijking (B.8.10c) komt overeen met vergelijking (4.9).
 Vergelijking (B.8.10c) is gebruikt om de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ uit te rekenen. Als we de noemer van (B.8.10c) gelijk stellen aan a_0 , kunnen we voor de amplitude van de overdrachtsfunctie schrijven:

$$\left| \frac{\omega_2(s)}{u_m(s)} \right| = \frac{|a_2|}{|a_6| |a_0|} \quad (\text{B.8.11})$$

Voor de fase kunnen we schrijven:

$$\angle \left(\frac{\omega_2(s)}{u_m(s)} \right) = \arctan a_2 - \arctan a_6 - \arctan a_0 \quad (\text{B.8.12})$$

Na enig rekenwerk zijn de vergelijkingen (B.8.11) en (B.8.12) uit te drukken in grootheden, zoals die in de grafie van fig. 4.2.1 genoemd zijn. Dit is gedaan om de overdrachtsfunctie te berekenen. In een rekenprogramma, dat behandeld wordt bij het onderdeel frequentieresponsie (par. 4.4) vindt u deze uitdrukkingen terug.

BIJLAGE 9 Het HP-programma.

Het rekenprogramma, dat geschreven is voor een tafelrekenmachine van Hewlett and Packard, (type HP 9825 A) voor het berekenen van de overdrachtsfunctie $U_t(s)/U_m(s)$ van de motor-tacho-sledepartij-combinatie van de Hembrug, wordt hier beschreven. Dit wordt gedaan aan de hand van een uitgebreide programmadocumentatie, die in deze bijlage gegeven wordt.

De programmadocumentatie bestaat uit:

- de tekst van het programma.
- een flowdiagram van het programma.
- een lijst van subroutines met beschrijvingen.
- een lijst van in het programma gebruikte variabelen met betekenis. Deze lijst bestaat uit:
 - een lijst van simple-en array-variabelen.
 - een lijst van r-variabelen.
 - een lijst van gebruikte flags.
 - een lijst van special function keys.

Met behulp van deze programmadocumentatie is op een duidelijke manier na te gaan hoe het programma in detail werkt. De globale opzet van dit programma en de theorie achter de berekening van de overdracht zijn al in par. 4.4.2 respectievelijk 4.4.1 behandeld.

Het programma bestaat uit drie delen:

- 1: de invoer van gegevens.
- 2: de berekening van de overdracht.
- 3: de uitvoer van de overdracht.

Het tweede deel is in par. 4.4.1 behandeld.

Het derde deel spreekt voor zich: door middel van een special function key wordt in een bepaalde grafiekvorm de overdracht weergegeven.

Het eerste deel verdient nog wat nadere uitleg.

De invoer van gegevens (zie flowdiagram).

Bij de eerste keer, dat het programma gebruikt wordt, moeten ingevoerd worden:

- special function keys.

Deze staan op tape en de invoer gebeurt nadat de vraag of ze ingelezen moeten worden met een '1' beantwoord is.

- machinegegevens, zoals vermeld in tabel 4.3.

Het programma vraagt of de machinegegevens met de hand ingevoerd worden, of dat ze van tape ingelezen worden. Indien ze met de hand ingevoerd worden, verschijnen achter elkaar de symbolen van de parameters op het display.

Verder is het nog mogelijk om, indien op tape aanwezig, de machinegegevens met frequentiegebiedgegevens en de bijbehorende reeds berekende overdrachtsfunctie in te lezen door middel van f5 (special function key 5).

- gegevens aan het frequentiegebied, waarvoor de overdrachtsfunctie berekend moet worden. Hier moet worden ingegeven:

- het aantal frequentiegebieden.
- voor ieder frequentiegebied: ondergrens.

bovengrens.

stapgrootte in Hz.

Het programma geeft op het display aan, wat u moet invoeren.

- als laatste moet de schaalfactor s voor het plotten ingevoerd worden ($0 < s < 1$). Bij $s = 1$ wordt getekend op A3 formaat, er wordt steeds op $s \cdot A3$ formaat getekend.

Dit programma biedt de mogelijkheid tot parameteronderzoek. Op duidelijke wijze kan weergegeven worden, wat de invloed op de overdrachtsfunctie is van variatie in een van de parameters.

Door middel van flag 5 of flag 7 kunnen de berekende overdrachten in een figuur getekend worden. U vindt hiervan in deze bijlage enkele voorbeelden.

fig. B.9.1: variatie in weerstand van de rotor van de motor, R.

fig. B.9.2: variatie in de verbindingsdemping b_3 .

fig. B.9.3: variatie in de torsiestijfheid k_2 .

Na deze grafieken volgt de programmadocumentatie.

Opmerking bij het flowdiagram: de delen van het program, die met een special function key aangeropen kunnen worden, zijn gestippeld omlijnd.

3.64e-01

Fig. B.9.1

variatie in R

1 : R = 0.2 ohm

2 : = 0.4

3 : = 0.6

4 : = 0.8

AMPL

1.51e-04

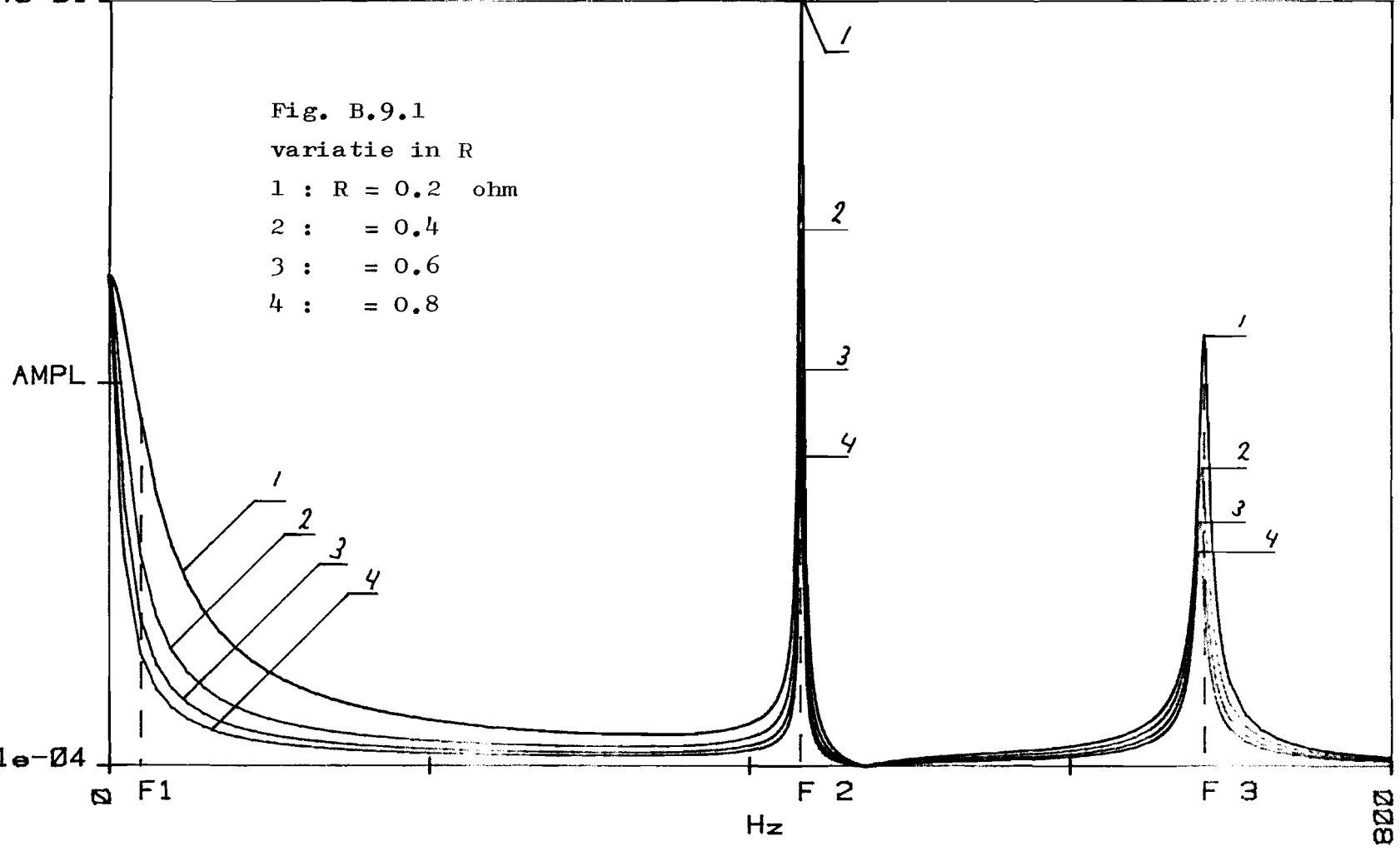
F1

Hz

F2

F3

008



2.79e-01

Fig. B.9.2

variatie in b_3 kgm^2/s

1 : $b_3 = 1 \cdot 10^{-4}$

2 : $= 1 \cdot 10^{-3}$

3 : $= 1 \cdot 10^{-2}$

4 : $= 1 \cdot 10^{-1}$

AMPL

9.86e-05

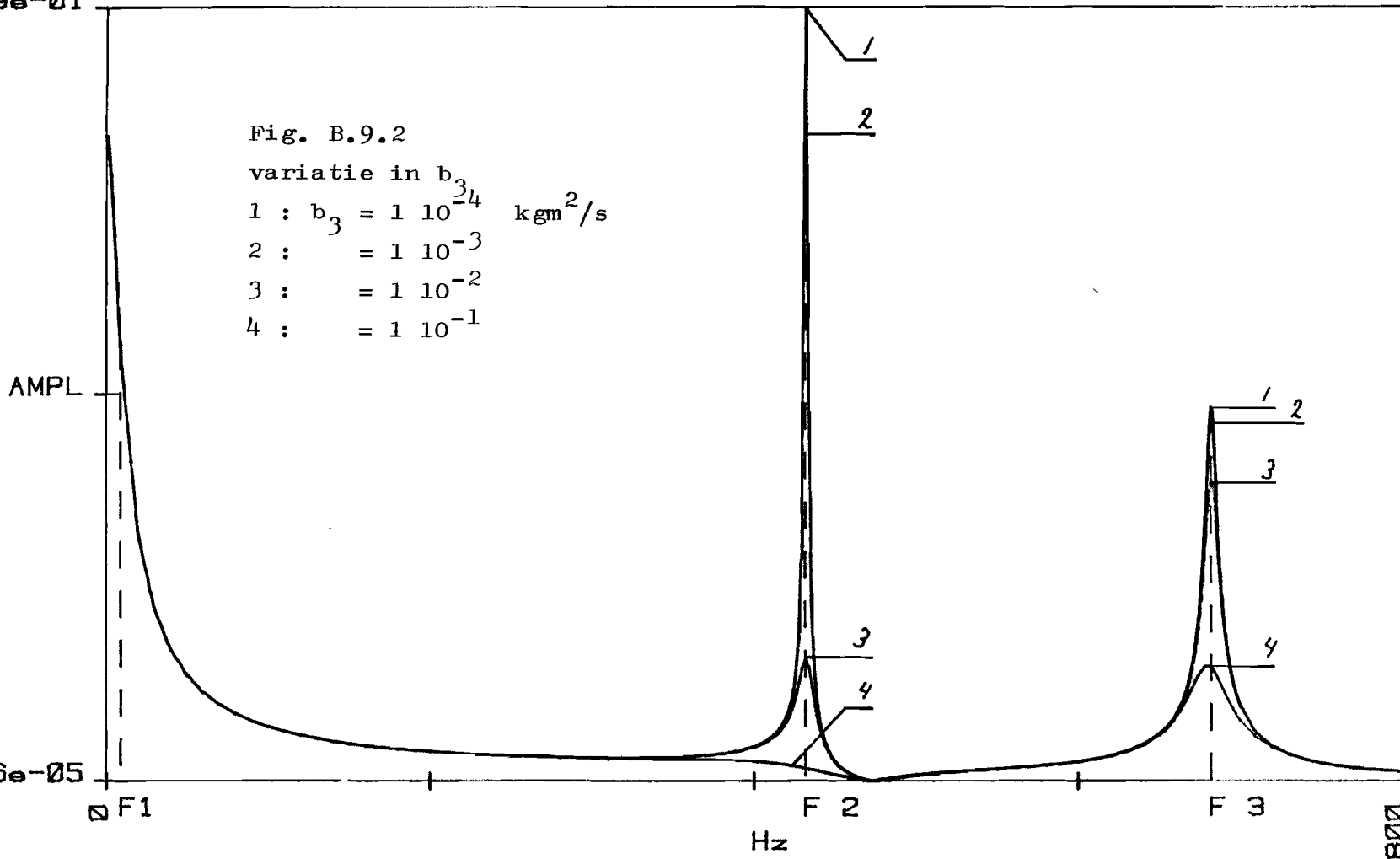
F1

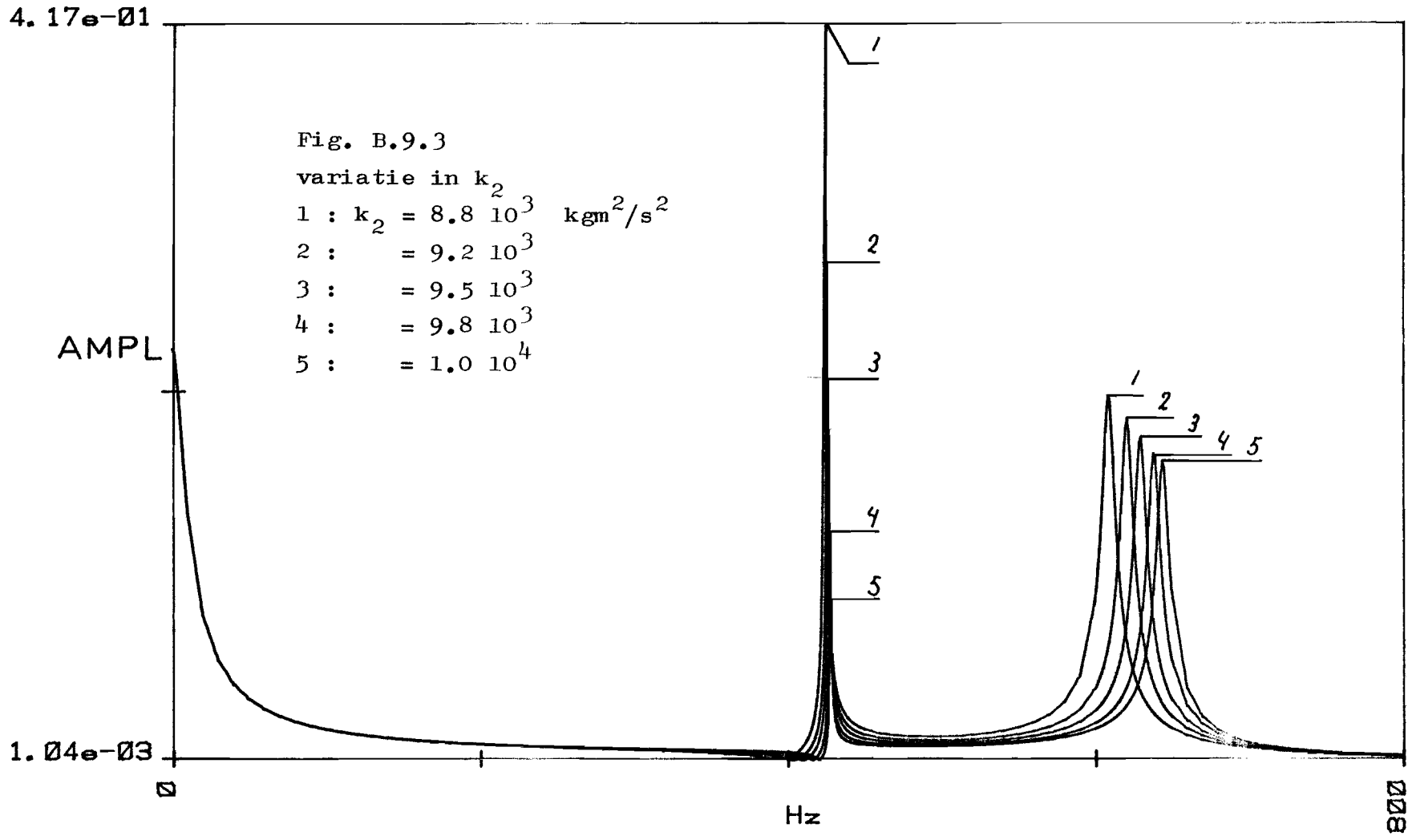
Hz

F2

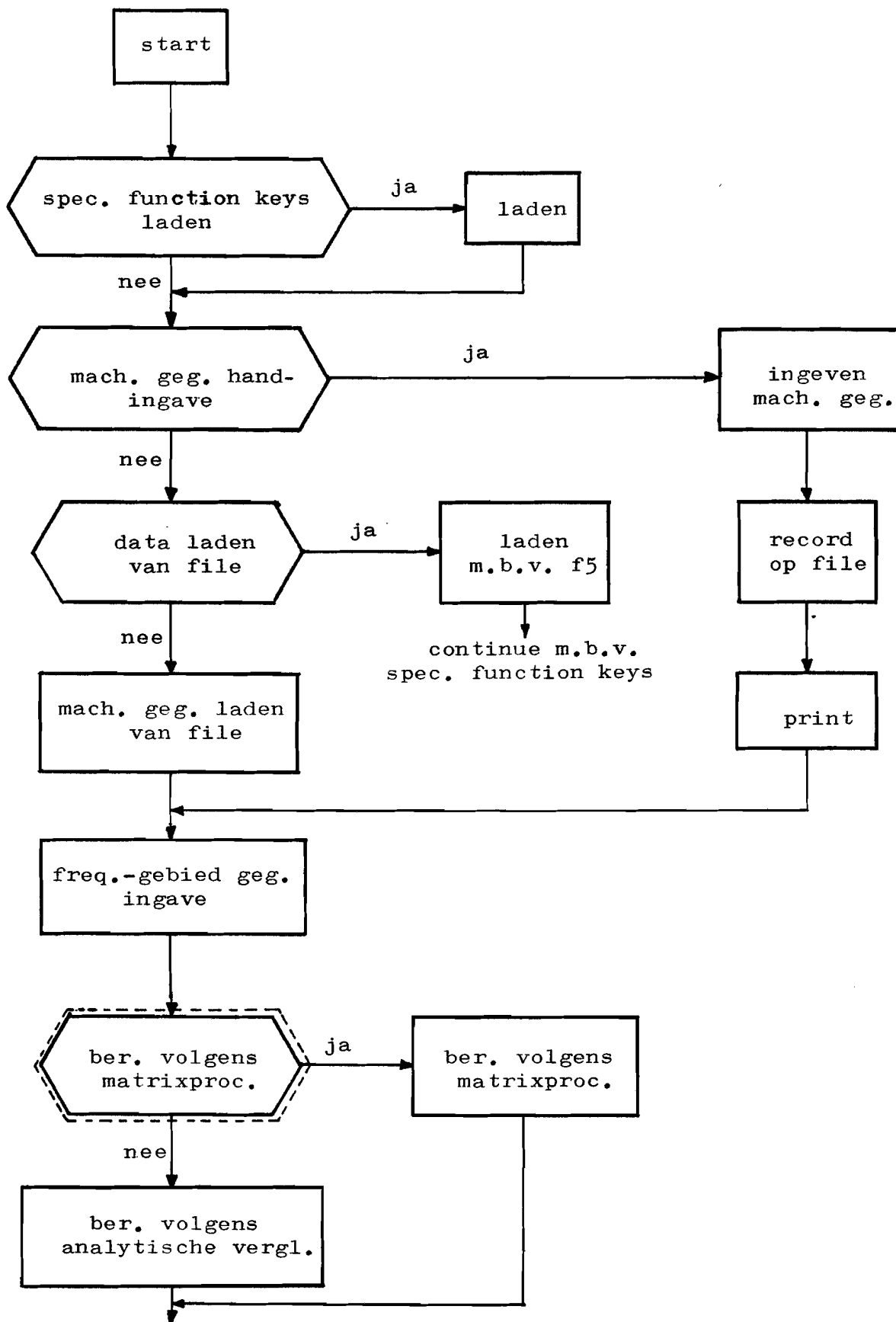
F3

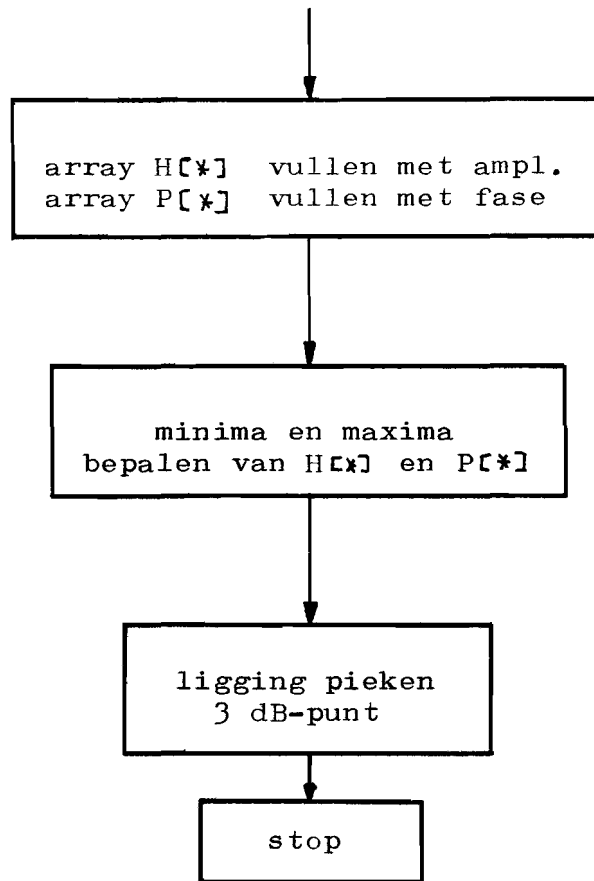
000





FLOW-DIAGRAM





plotten
ampl. lin.

plotten
ampl. log.

plotten
fase lin.

kader
ampl. lin.

kader
ampl. log.

kader
fase lin.

dempings-
verhouding
bepaling

save
data

load
data

SUBROUTINES

- machgeg : de machinegegevens worden ingelezen en op tape gezet.
- prtmachgeg : de machinegegevens worden afgedrukt.
- freqgebied : de gegevens over de verschillende frequentiegebieden, waar aan gerekend moet worden, worden ingelezen.
- dimHP : bepaalt de lengte van het array H[*] en P[*] uit de gegevens over de meetgebieden. In H [*] en P[*] worden amplitude en fase opgeslagen.
- coeffber : berekent de coëfficiënten van de D.V., die onafhankelijk zijn van de frequentie.
- matrixM : de complexe matrix, die het verband tussen ω en U_{motor} aangeeft, wordt gesplitst in een reële en imaginaire matrix M en N. Deze subroutine berekent M en M^{-1} . (M is onafhankelijk van de frequentie).
- r3r4 : berekent voor een frequentie Y de amplitude H[Y] en fase P[Y]. (De berekening volgens de uitgeschreven vergelijking).
- matrixVQ : bepaalt imaginaire matrix N voor een frequentie Y. bepaalt uit M en N de inverse voor een frequentie Y. bepaalt amplitude H[Y] en fase P[Y] voor een frequentie Y. Afhankelijk van r11 en r12 wordt U_t/U_m of ω^2/U_m of ω/U_m berekend.
- vulHP : m.b.v. subroutines r3r4 of matrixVQ worden de array's H[*] en P[*] gevuld voor iedere frequentie. Voor de frequentie $f=0$ wordt de amplitude en fase bij $f=10^{-3}$ Hz berekend, omdat anders delen door nul voorkomt.

- plot : tekent bij een frequentie Y amplitude of fase, lin. of log., afhankelijk van flg2 en flg3. Deze flg's worden gezet door special function keys f_1 t/m f_4 .
- plotHP : tekent m.b.v. plot de amplitude of fase, lin. of log. afhankelijk van flg2 en flg3.
- piek : bepaalt bij welke frequentie Y er een piek optreedt en slaat de frequentie en de hoogte van de piek op in array $x[4,2]$. Er kunnen maximaal drie pieken opgeslagen worden. bepaalt verder het 3dB-punt van het array $H[*]$.
- minmax : bepaalt de minima en maxima van het array $H[*]$. Deze zijn nodig voor het plotten.
- raster : tekent een kader afhankelijk van flg2 en flg3.
- tekst : zet wat tekst in de grafiek onder andere het 3dB-punt en de pieken.
- list : geeft een listing van het totale programma op een printer.
- datastore : na berekening van $H[*]$ en $P[*]$ en andere grootheden kunnen data gesaved worden op tape. ingegeven moeten worden:
- track-nummer.
 - file-nummer 1^e file voor r-variabelen.
 - file-nummer 2^e file voor simple- en array-variabelen.
- gesaved worden in
- 1^e file: r0 t/m r20.
 - 2^e file: machinegegevens A,C,R,L,B[*],J[*], K[*].
- frequentiegebied-gegevens $W[*]$.
overdrachtsfunctie $H[*], P[*], X[*]$.
schaalfactor S.
- dataload : de data die gesaved zijn op de band kunnen teruggehaald worden in het programma en er kunnen grafieken van getekend worden.
- damping : berekent m.b.v. de 2-methode de dempings-verhouding $X[I,3]$ bij iedere optredende piek I met frequentie $X[I,1]$.

Gebruikte variabelen. (simple- en array-variabelen)

A	: motorconstante.
B[5]	: demping 1-5.
C	: tachoconstante.
D[-3:3]	: coëfficiënten die in de subroutine coëffber worden uitgerekend.
E[-1:2]	: coëfficiënten die in de subroutine coëffber worden uitgerekend.
F[-1:2]	: coëfficiënten die in de subroutine coëffber worden uitgerekend.
G[4]	: coëfficiënten die in de subroutine coëffber worden uitgerekend.
H[*]	: in dit array wordt de berekende amplitude opgeslagen.
I	: teller.
J[3]	: traagheidsmomenten 1-3.
K[2]	: veerstijfheid 1-2.
L	: zelfinductie motor.
M[4,4]	: het reële deel van de complexe matrix, die het verband aangeeft tussen de vector $\omega(I_a, \omega_1, \omega_2, \omega_3)$ en de vector $U(U_a, T_m, T_{tacho}, T_{last})$.
N[4,4]	: het imaginaire deel van de complexe matrix.
O	: nog niet gebruikt.
P[*]	: in dit array wordt de berekende fase opgeslagen.
Q[4,4]	: het imaginaire deel van de geïnverteerde complexe matrix.
R	: rotorweerstand.
S	: schaalfactor bij plotten: $0 \leq S \leq 1$.
T[4,4]	: geïnverteerde matrix van $N:N^{-1}$.
U[4,4]	: geïnverteerde matrix van $M:M^{-1}$.
V[4,4]	: hulpmatrix voor het vinden van V en Q in subroutine matrixVQ.

W[r0,3] : in dit array worden gegevens over de te berekenen frequentiegebieden opgeslagen:
 r0 : het aantal frequentiegebieden.
 W[I,1] : begin van frequentiegebied I.
 W[I,2] : eind van frequentiegebied I.
 W[I,3] : stapgrootte van frequentiegebied I.

X[4,3] : in dit array worden de piek-frequentie, piek-amplitude en piek-demping, frequentie en amplitude uit subroutine piek, dempingsverhouding uit subroutine demping opgeslagen. Ook het 3dB-punt is hier opgeslagen in X[4,1] en X[4,2] .
De gegevens zijn als volgt opgeslagen:
 piek I: frequentie in X[I,1],
 amplitude in X[I,2],
 demping in X[I,3].

Y : teller bij matrixVQ, demping: geeft de waarde van de frequentie aan.

Z : wordt gebruikt bij dataload en demping.

Gebruikte variabelen. (r-variabelen)

- r0 : aantal frequentiegebieden.
- r1 : geeft de dimensie van H[*] en P[*] aan;
wordt ook als teller gebruikt.
- r3 t/m r6 : worden gebruikt bij subroutine r3r4 : het
zijn hulpvariabelen.
- r7 : minimum van H[*].
- r8 : maximum van H[*].
- r9 : minimum van P[*].
- r10 : maximum van P[*].
- r11,r12 : bepalen welk element uit V en Q gebruikt moet
worden om de overdracht te berekenen. Zie
subroutine matrixVQ.
- r13 : wordt gebruikt in subroutine piek: telt het
aantal pieken dat gevonden wordt.
- r14 : hulpvariabele bij de keuze tussen berekening
met matrixprocedure en berekening met uitgewerkte
vergelijking.
Als r14=1 wordt flgl gezet en volgens matrix-
procedure gerekend.
- r15 t/m r19 : Wordt als hulpvariabele gebruikt in piek, om
het 3dB-punt te bepalen.
- r15 t/m r19 : worden gebruikt bij het berekenen van de fase
P[*] in matrixVQ. In r19 wordt de extra fase-
verschuiving opgeslagen, die verloren gaat bij
de arctn-bepaling. De anderen bevatten de reële
en imaginaire delen van V en Q componenten.
- r20 : geeft de lengte van het array H[*] en P[*] aan;
wordt niet als teller gebruikt.
- r21 : track-nummer voor opgeslagen data.
- r22 : file-nummer voor simple- en array-variabelen-
opslag.
- r23 : file-nummer voor r-variabelen-opslag.
- r24 t/m r27 : gebruikt bij subroutine demping.

Gebruikte variabelen. (flags)

flg =1 : berekening volgens matrixprocedure.
 =0 : berekening m.b.v. uitgeschreven vergelijking.

flg2 =1 : plotten amplitude H[*].
 =0 : plotten fase P[*].

flg3 =1 : plotten met lineaire y-as.
 =0 : plotten met logaritmische y-as.

flg4 =1 : zoekt het 3dB-punt in het array H[*].
 =0 : het 3dB-punt is gevonden.

flg5,7 =1 : schaling plotter blijft onveranderd.
 =0 : schaling plotter wordt steeds aangepast aan de
 nieuw berekende waarden.

flg6 =1 : de special function-keys worden niet ingelezen
 van tape.
 =0 : de special function-keys worden wel ingelezen
 van tape.

flg8 =1 : subroutine matrixVQ wordt niet geheel afgewerkt.
 =0 : subroutine matrixVQ wordt wel geheel afgewerkt.
 Dit wordt gebruikt in subroutine damping.

Gebruikte variabelen. (flags)

Opmerking bij het gebruik van flg5 en flg7.

De gebruiker moet zelf aan deze flg's een waarde geven tijdens het programma-draaien.

flg5 =1 : dan wordt de subroutine minmax overgeslagen.
De oude minima en maxima gaan nu niet verloren;
de nieuwe kunnen niet gesaved worden.

flg7 =1 : het schalings-statement wordt niet gelezen; er
wordt niet opnieuw geschaald.
De oude minima en maxima gaan verloren; maar
de nieuwe kunnen echter wel gesaved worden
op tape.

Gebruikte variabelen. (special function keys)

- f1 : tekent amplitude tegen frequentie op lineaire schaal.
- f2 : tekent amplitude tegen frequentie op logaritmische schaal.
- f3 : tekent fase tegen frequentie op lineaire schaal.
- f4 : berekent dempingsverhouding m.b.v. demping.
- f5 : data van tape naar programma loaden.
- f6 : start van berekening van overdracht: u kunt in een speciaal geval kiezen uit twee methoden. Geadviseerd wordt steeds de matrix-methode te nemen.
- f7 : tekent kader voor amplitude op lineaire schaal met tekst.
- f8 : tekent kader voor amplitude op logaritmische schaal met tekst.
- f9 : tekent kader voor fase op lineaire schaal.
- f11 : saven van data van programma op tape.

BIJLAGE 10 Het C.S.M.P.-programma.

In deze bijlage worden eerst de C.S.M.P.-vergelijkingen van de motor-tacho-sledepartij-combinatie, afgeleid uit de vergelijkingen (4.4) t/m (4.7), gegeven.

Vervolgens worden wat berekeningsresultaten van het programma weergegeven voor verschillende parameterwaarden, met de overdrachtsfunctie die erbij hoort.

De C.S.M.P.-vergelijkingen.

Eerst volgt een lijst van symbolen die in het C.S.M.P.-programma gebruikt worden, met de parameters die ze voorstellen.

C.S.M.P. symbool	parameter
I, IDOT	$i(t), \dot{i}(t)$
F1, F1DOT, F1DDOT	$\varphi_1(t), \omega_1(t), \dot{\omega}_1(t)$
F2, F2DOT, F2DDOT	$\varphi_2(t), \omega_2(t), \dot{\omega}_2(t)$
F3, F3DOT, F3DDOT	$\varphi_3(t), \omega_3(t), \dot{\omega}_3(t)$
F10	$\varphi_1(0)$
F1DOT0	$\omega_1(0)$

tabel B.10.1 Lijst van C.S.M.P. symbolen.

Vergelijking (4.4) luidt:

$$c i(s) = (J_1 s + b_1 + b_3 + k_1/s) \omega_1(s) - (b_3 + k_1/s) \omega_2(s) - (b_5 + k_2/s) \omega_2(s) \quad (4.4)$$

In C.S.M.P. wordt dit:

$$\begin{aligned}
 F1 &= \text{INTGRL}(F10, F1\text{DOT}) \\
 F1\text{DOT} &= \text{INTGRL}(F1\text{DOT}0, F1\text{DDOT}) \\
 F1\text{DDOT} &= (C I - J3 * F3\text{DDOT} - B4 * F3\text{DOT} - J2 * F2\text{DDOT} \\
 &\quad - B2 * F2\text{DOT} - B1 * F1\text{DOT}) / J1
 \end{aligned}$$

Zo vindt u in regel 1500, 1600, 1700 van het programma de vergelijking (4.5) en in regel 1800, 1900, 2000 de vergelijking (4.6).

De vergelijking van frequentieresponsie en tijdresponsie.

Voor verschillende waarden van een tweetal parameters zijn frequentie-, en tijdresponsie weergegeven in grafiekvorm. De parameters, waarvoor dit gedaan is, zijn k_2 , de torsiestijfheid van de sledepartij en b_3 en b_5 , de dempers die de verbindingsdemping in het systeem voorstellen. De dempers b_3 en b_5 bepalen in sterke mate de hoogten van de resonantiepieken in de amplitudekarakteristiek van de overdrachtsfunctie.

In onderstaande tabel worden de verschillende parameterwaarden weergegeven, met erbij vermeld in welke figuur de grafieken hiervan te vinden zijn.

parameter	parameterwaarden	figuur
k_2	$3.2 \cdot 10^4$	B.10.1
	$7.9 \cdot 10^3$	B.10.2
	10^3	B.10.3
	10^2	B.10.4
b_3, b_5	$10^{-4}, 10^{-4}$	B.10.5
	$8 \cdot 10^{-3}, 1.5 \cdot 10^{-2}$	B.10.2
	$10^{-1}, 10^{-1}$	B.10.6

tabel B.10.1 Parameterwaarden voor vergelijking van tijd-, en frequentieresponsie.

Programmatekst van het C.S.M.P.-programma.

```
#SAVECD 00000050
#TEK 00000100
  INITIAL 00000300
  PARAM J1=1.2E-3,J2=1.5E-4,J3=1.43E-3,UM=80 00000400
  PARAM B1=7.64E-4,B2=1E-4,B3=TS,B4=1E-4,B5=TS 00000500
  PARAM K1=1020,K2=TS,TELLER=TS 00000600
  PARAM R=.46,C=.224,L=1E-4 00000650
  PARAM F10=0,F20=0,F30=0,I0=0 00000700
  PARAM F1DOT0=0,F2DOT0=0,F3DOT0=0 00000800
  DYNAMIC 00000900
  I=INTGRL(I0,IDOT) 00001000
  IDOT=(UM-R*I-C*F1DOT)/L 00001100
  F1=INTGRL(F10,F1DOT) 00001200
  F1DOT =INTGRL(F1DOT0,F1DDOT) 00001300
  F1DDOT=(C*I-J3*F3DDOT-B4*F3DOT-J2*F2DDOT-B2*F2DOT-B1*F1DOT)/J1 00001400
  F2=INTGRL(F20,F2DOT) 00001500
  F2DOT=INTGRL(F2DOT0,F2DDOT) 00001600
  F2DDOT=(B3*F1DOT+K1*F1-(B2+B3)*F2DOT-K1*F2)/J2 00001700
  F3=INTGRL(F30,F3DOT) 00001800
  F3DOT=INTGRL(F3DOT0,F3DDOT) 00001900
  F3DDOT=(B5*F1DOT+K2*F1-(B4+B5)*F3DOT-K2*F3)/J3 00002000
  PRTPLT F2,F2DOT,F2DDOT,I 00002100
  TIMER FINTIM=5E-1,DELT=5E-6,PRDEL=5E-5 00002430
  TERMINAL 00002440
  IF(TELLER.EQ.0)GOTO 10 00002450
  CALL RERUN 00002460
  10 CONTINUE 00002470
  ENDJOB 00002480
```

Bij iedere figuur zijn zes grafieken gegeven. Dit zijn:

fig. B.10.n a: Amplitudekarakteristiek

b: Nyquist-diagram

c: F2DOT, eindtijd = 10 msec

d: F2DDOT, eindtijd = 10 msec

e: F2DOT, eindtijd = 100 msec

f: F2DDOT, eindtijd = 100 msec

Voor iedere parameterwaarde zijn twee grafieken getekend van de tachohoeksnelheid: een grafiek met een eindtijd van 10 msec en een met een eindtijd van 100 msec.

Voor de tachohoekversnelling is hetzelfde gedaan.

Uit deze serie grafieken zijn de volgende conclusies af te leiden.

- de hoogten van de resonantiepieken in de amplitude-overdracht bepalen de snelheid, waarmee de slingering in de tijdresponsie uitdempt. Dit blijkt uit vergelijking van de grafieken B.10.2f, B.10.5f en B.10.6f. Hier is de tachohoekversnelling, F2DDOT, geplot met een eindtijd van 100 msec. De rimpel in de tachohoeksnelheid, F2DOT, dempt ook sneller uit, naarmate de demperwaarden, b_3 en b_5 , groter zijn; dus naarmate de hoogten van de resonantiepieken lager zijn. Dit blijkt duidelijk uit fig. B.10.5e en B.10.6e.
- de frequentie van de resonantiepiek in de amplitude-overdracht bepaalt de amplitude van de slingering van de tachosnelheid. Naarmate de piek bij een lagere frequentie optreedt, hebben de slingeringen in de tachohoeksnelheid een grotere amplitude. Bij toenemende resonantiefrequentie wordt de invloed op de tachohoeksnelheid steeds minder merkbaar. De tachohoekversnelling blijft steeds ongeveer even groot bij verschillende waarden van de resonantiepieken. Het eerste blijkt uit de figuren B.10.1c t/m B.10.4c. Dat de tachohoekversnelling niet veel varieert met variatie in de parameters k_2 , b_3 en b_5 blijkt uit de figuren B.10.1f t/m B.10.6f.

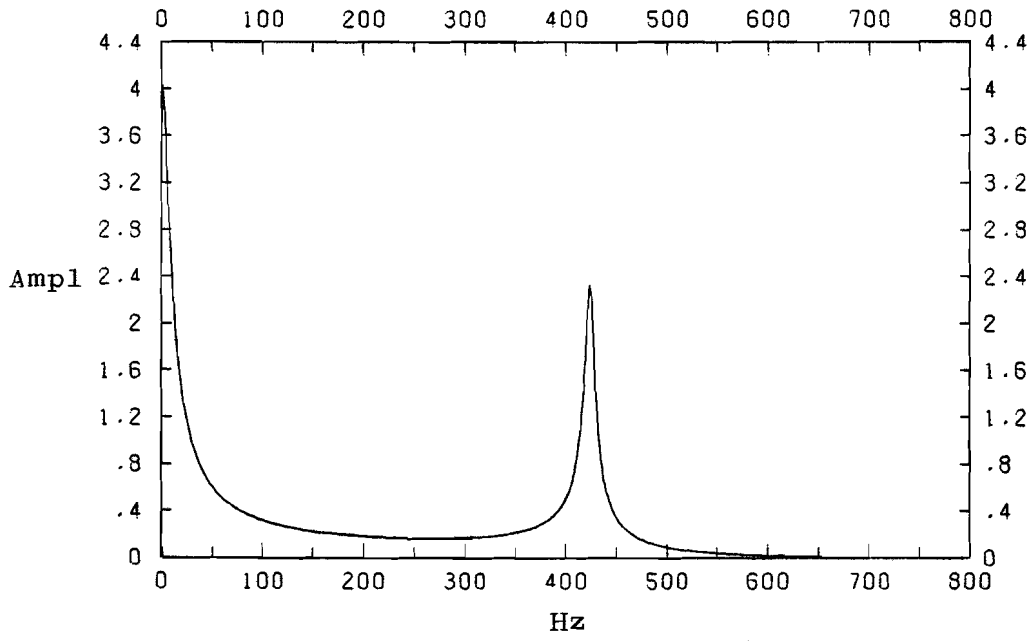


Fig. B.10.1a $k_2 = 32000 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

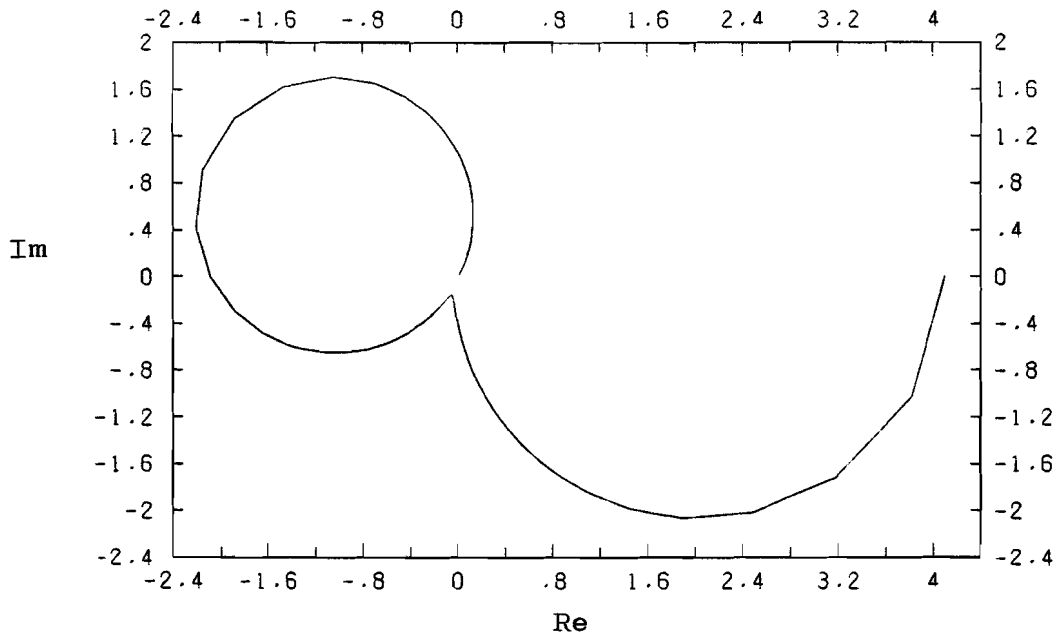


Fig. B.10.1b $k_2 = 32000 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

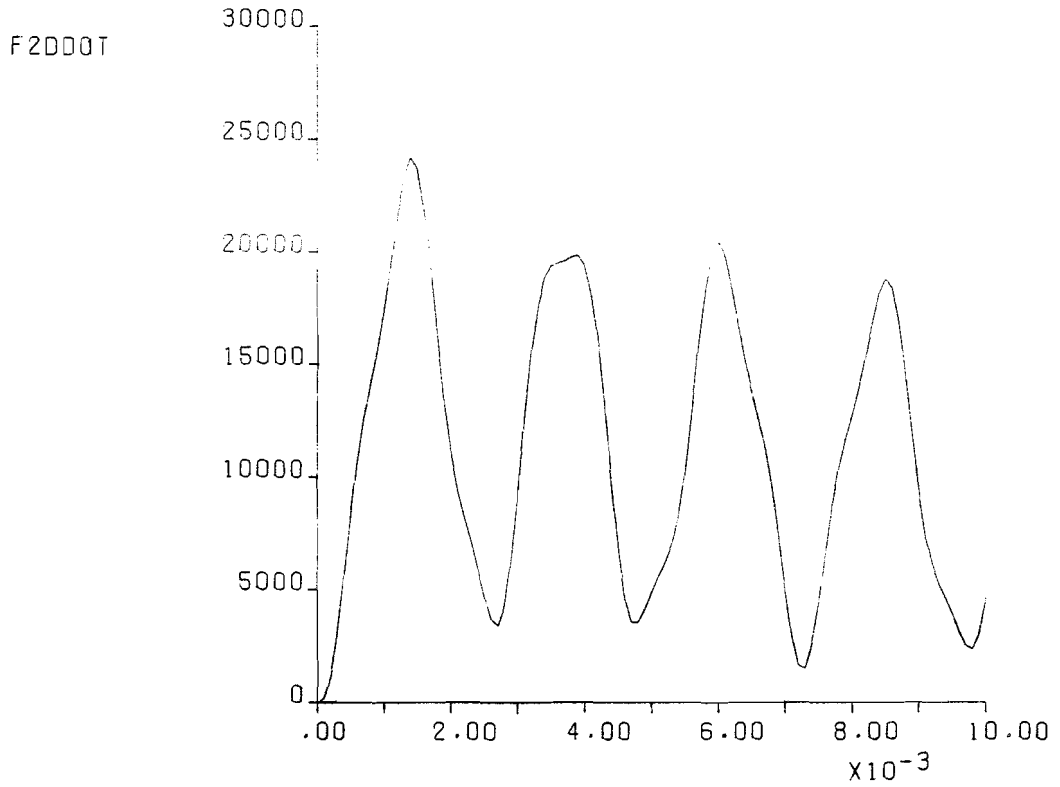


Fig. B10.1d $k_2 = 32000 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

TIME

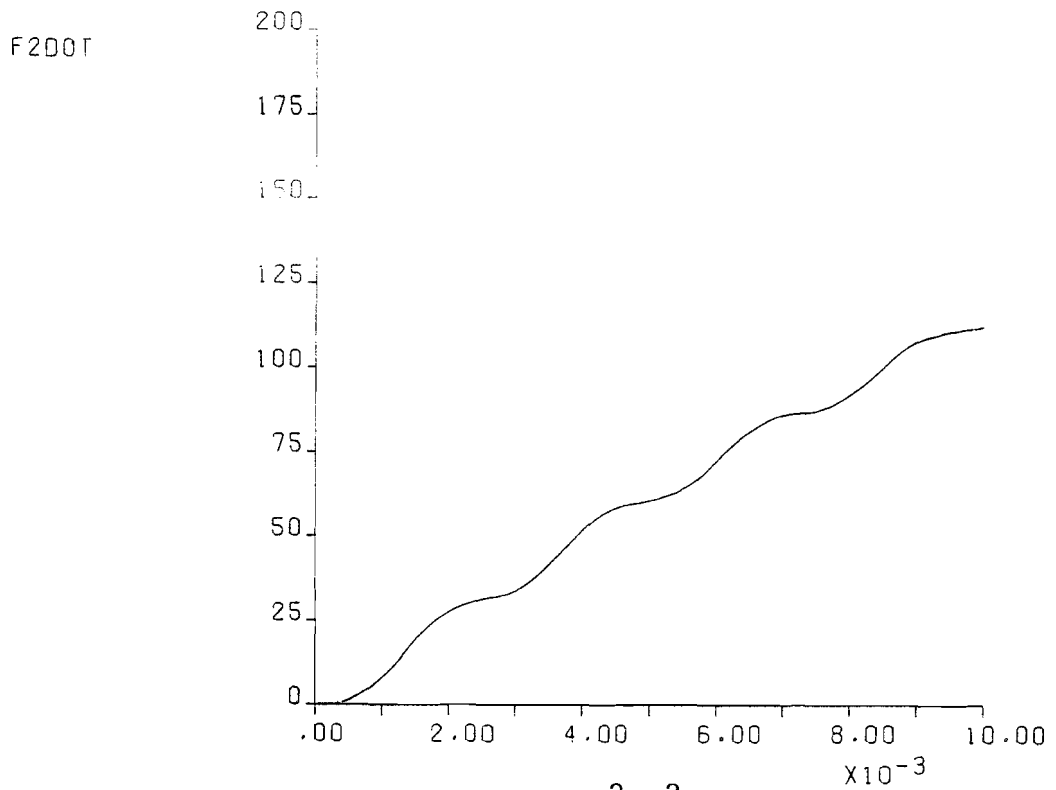


Fig. B.10.1c $k_2 = 32000 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

TIME

F2D0T

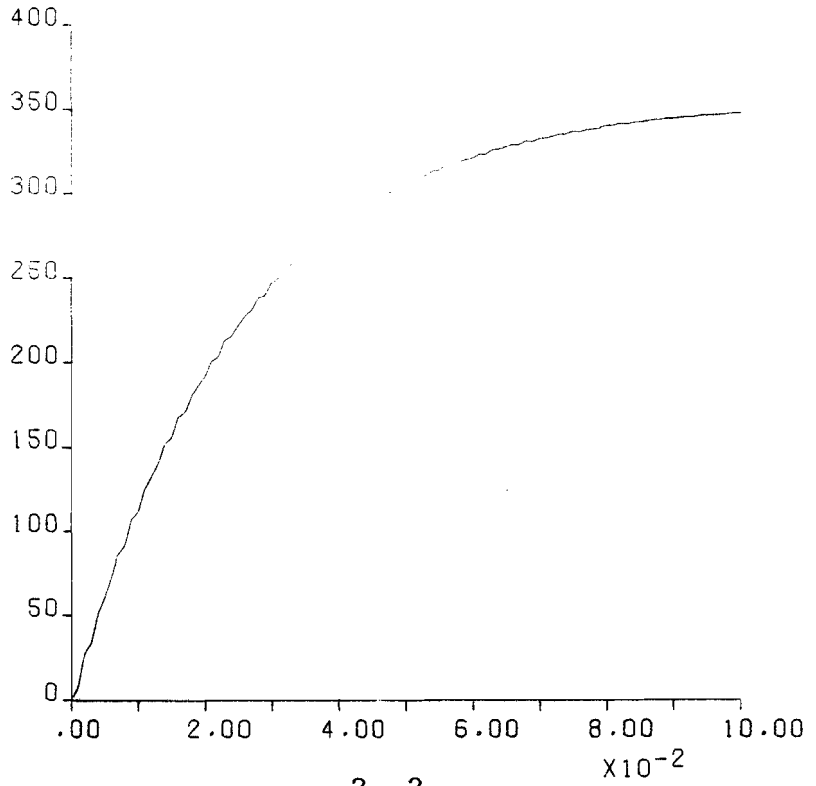


Fig. B.10.1e $k_2 = 32000 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

TIME

F2D0T

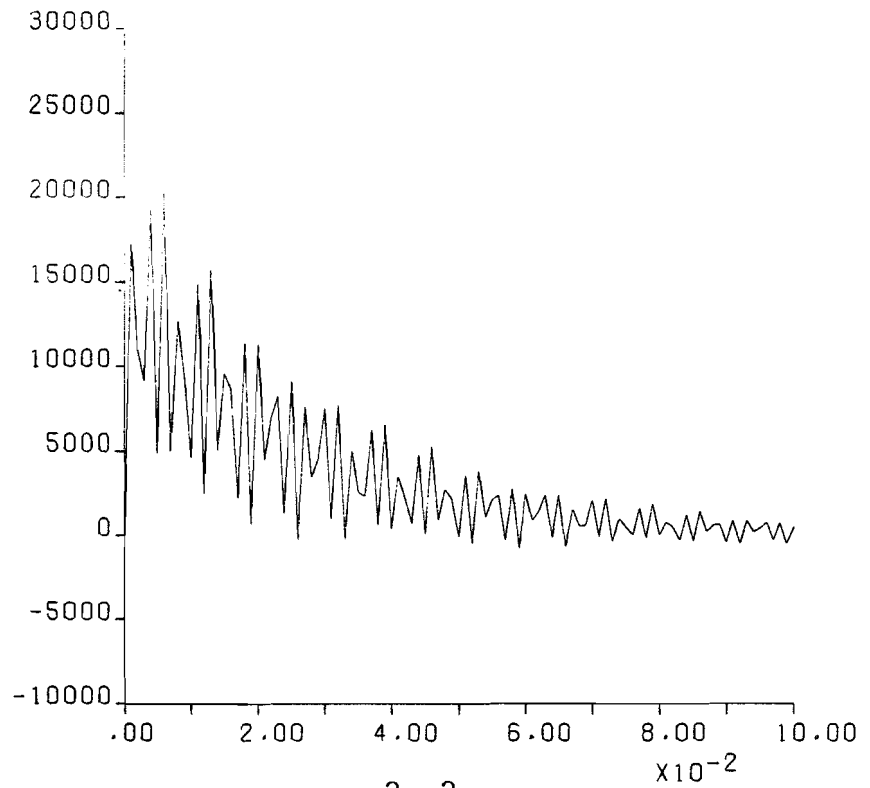


Fig. B.10.1f $k_2 = 32000 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

TIME

-B.10.8-

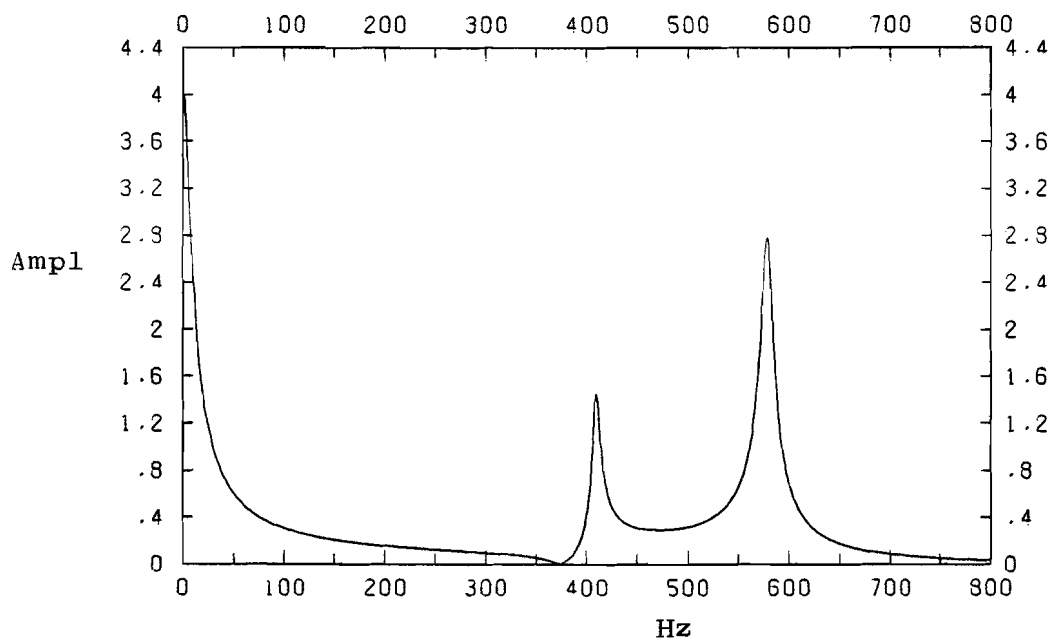


Fig. B.10.2a standaardgegevens

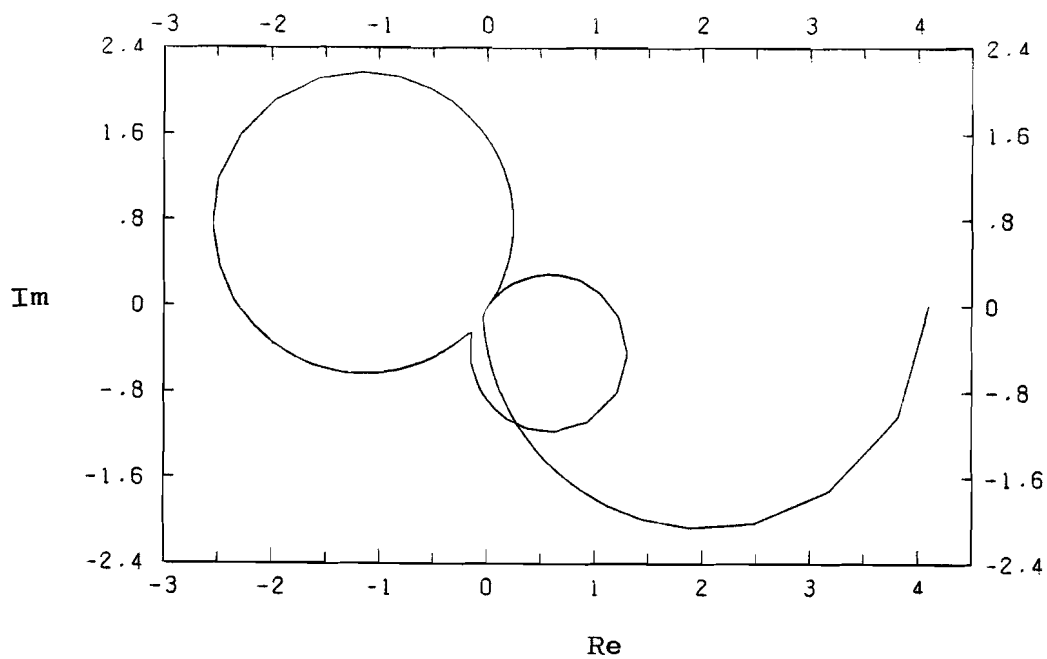


Fig. B.10.2b standaardgegevens

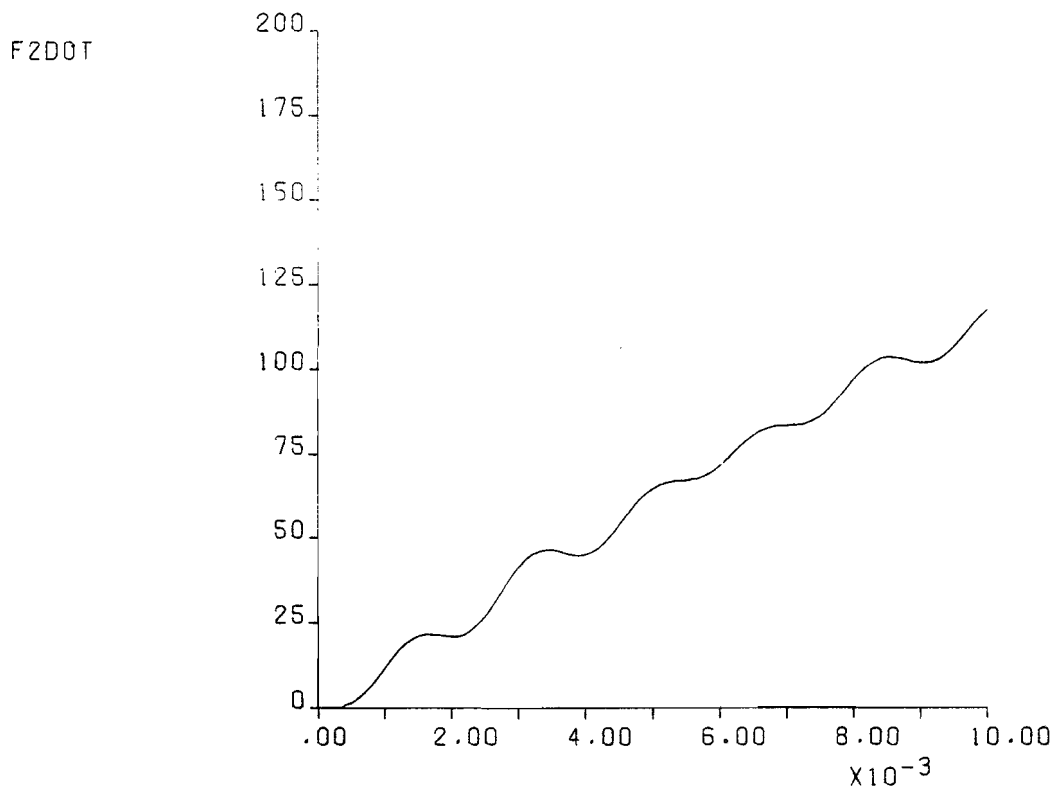


Fig. B.10.2c standaardgegevens

TIME

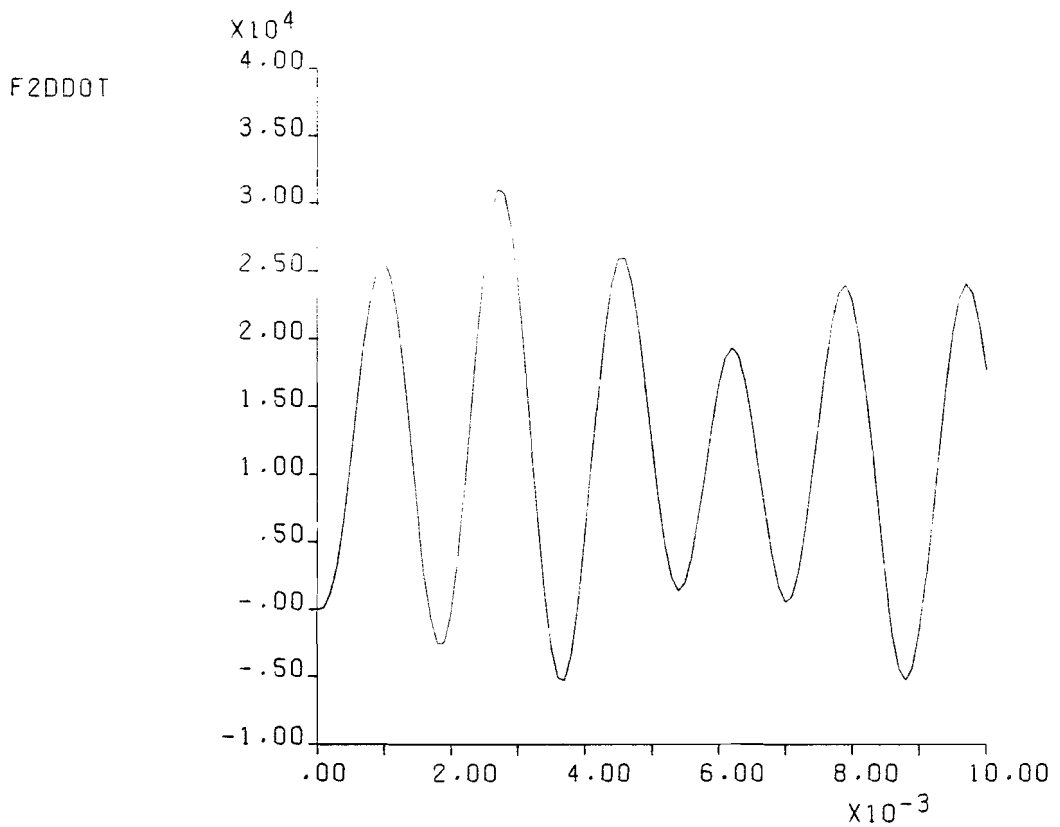
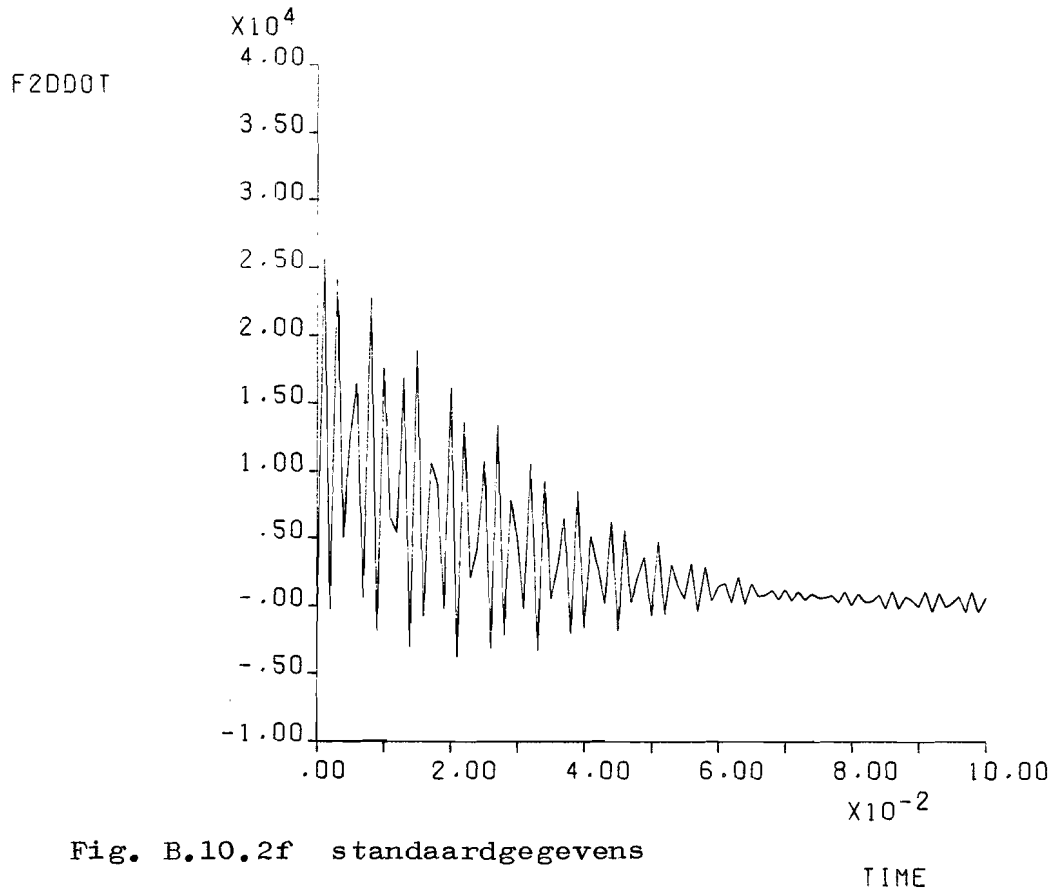
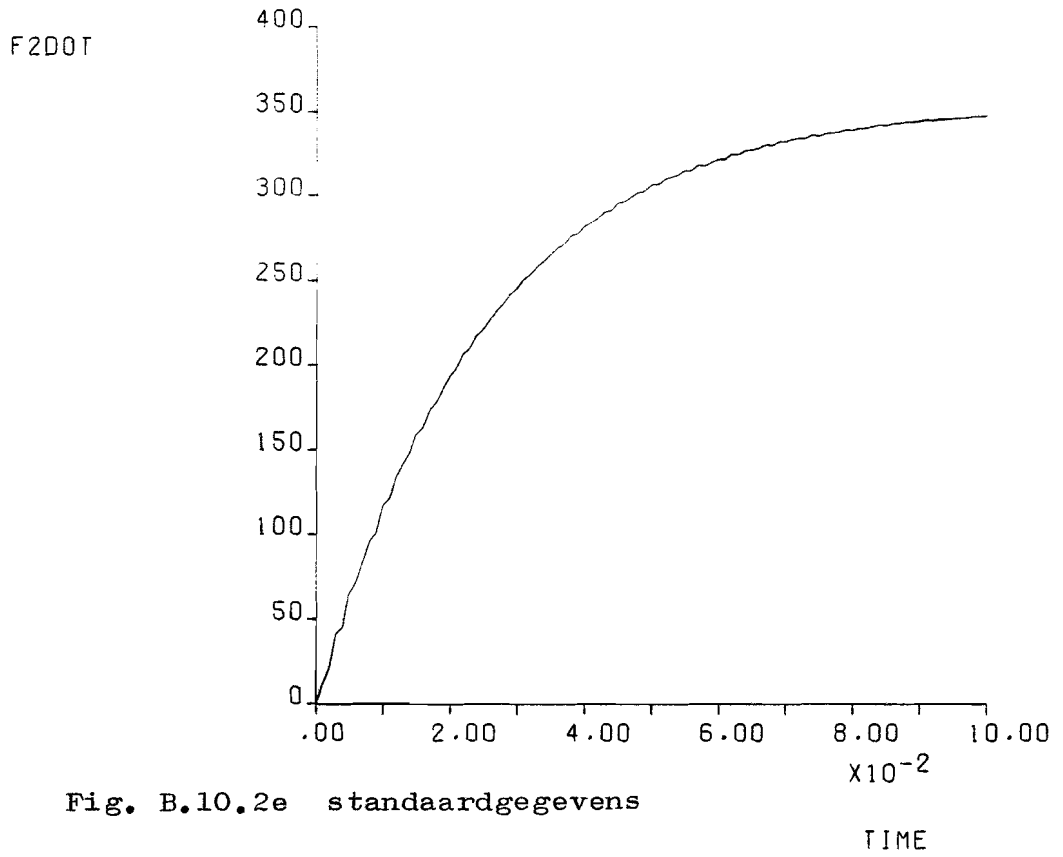


Fig. B.10.2d standaardgegevens

TIME



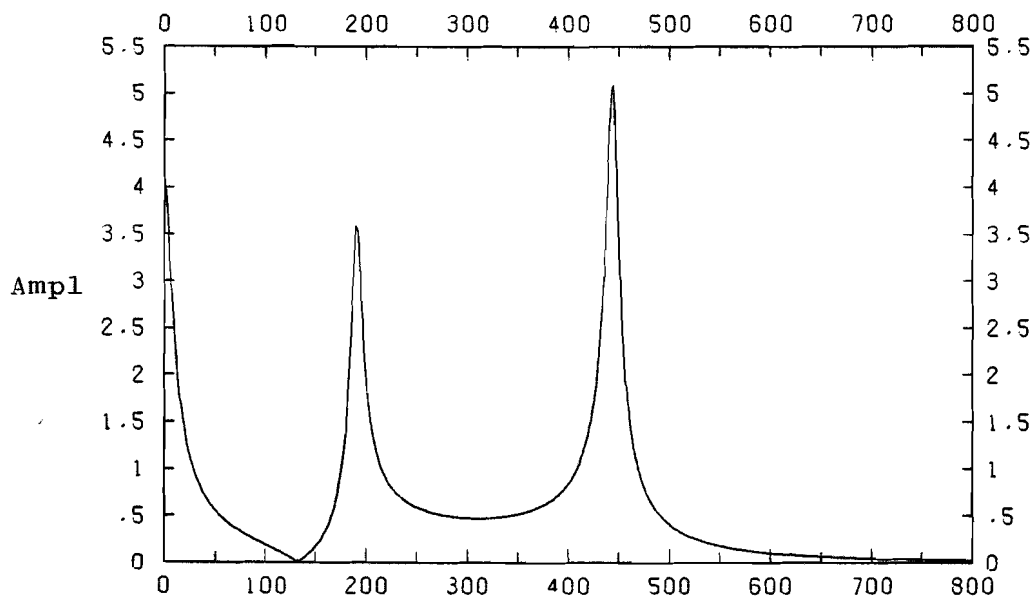


Fig. B.10.3a $k_2 = 1000 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

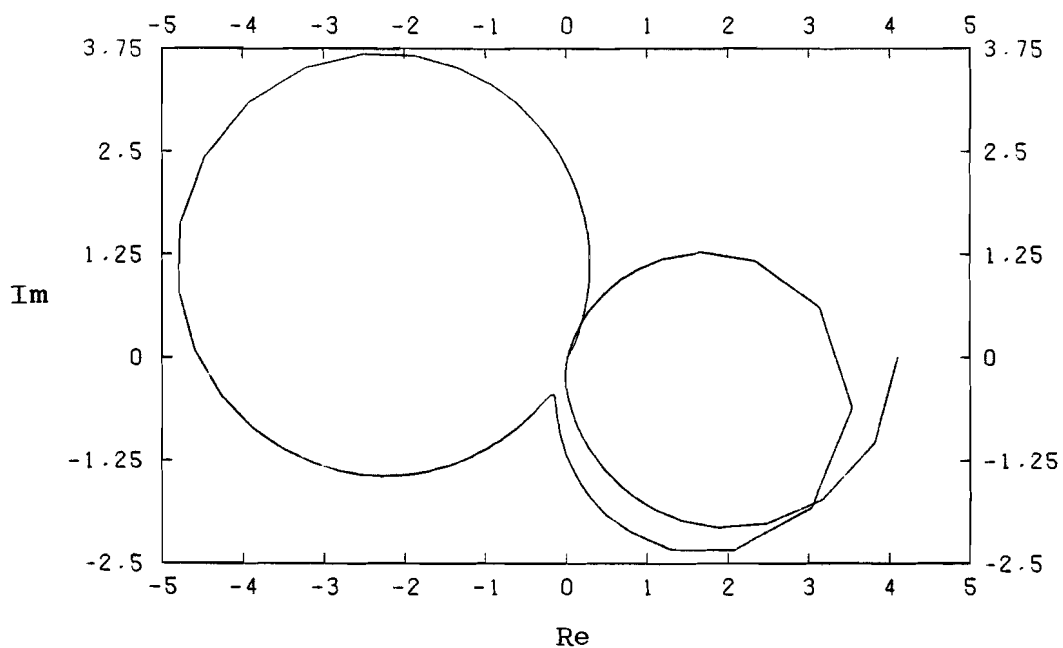
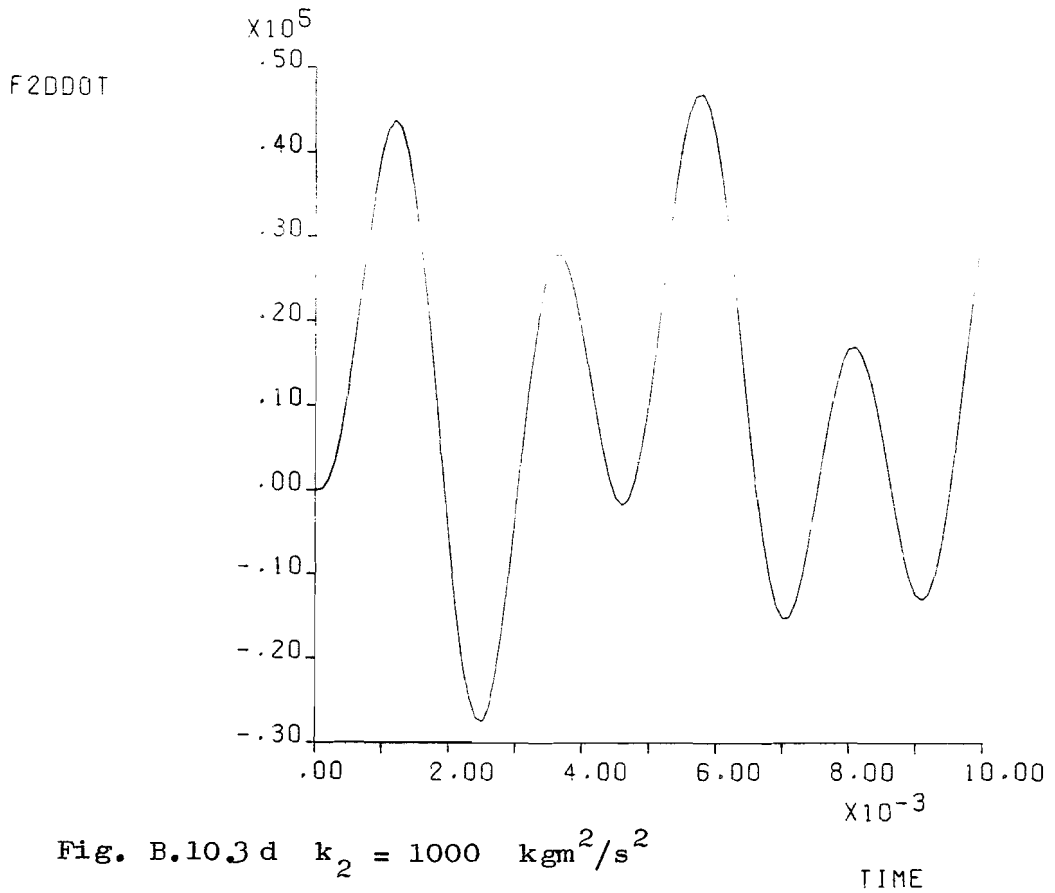
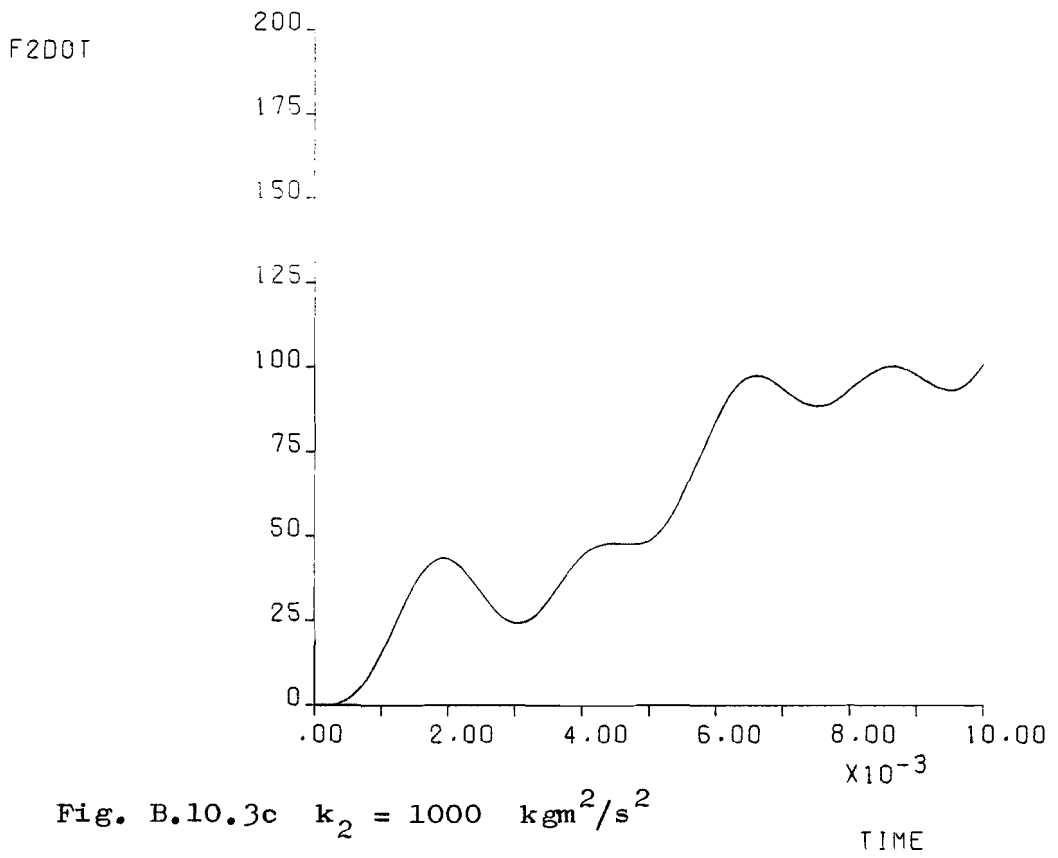


Fig. B.10.3b $k_2 = 1000 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$



F2D0T

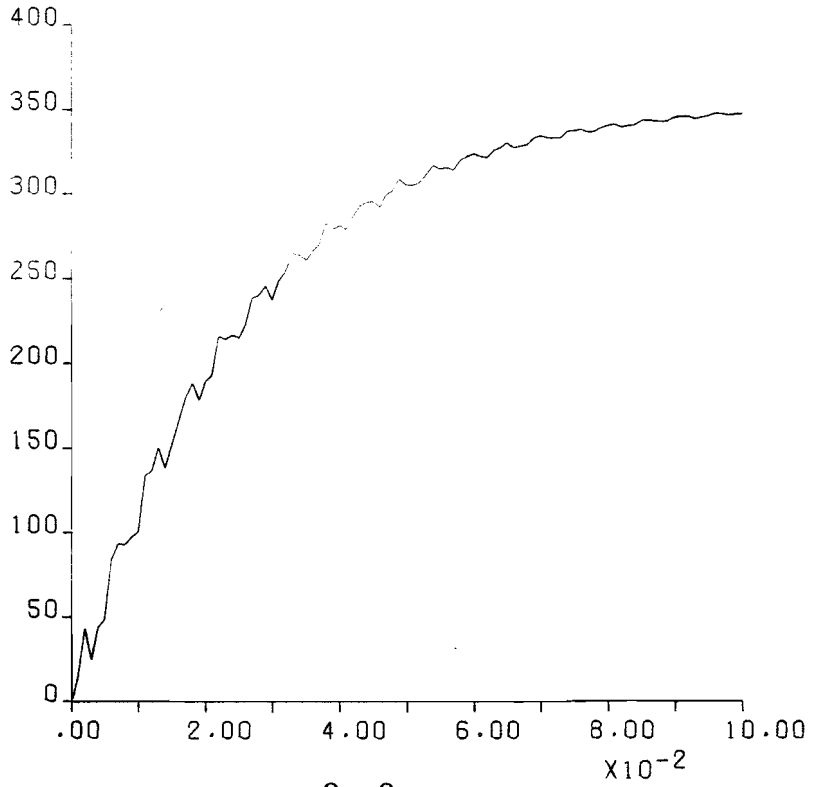


Fig. B.10.3e $k_2 = 1000 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

TIME

F2DD0T

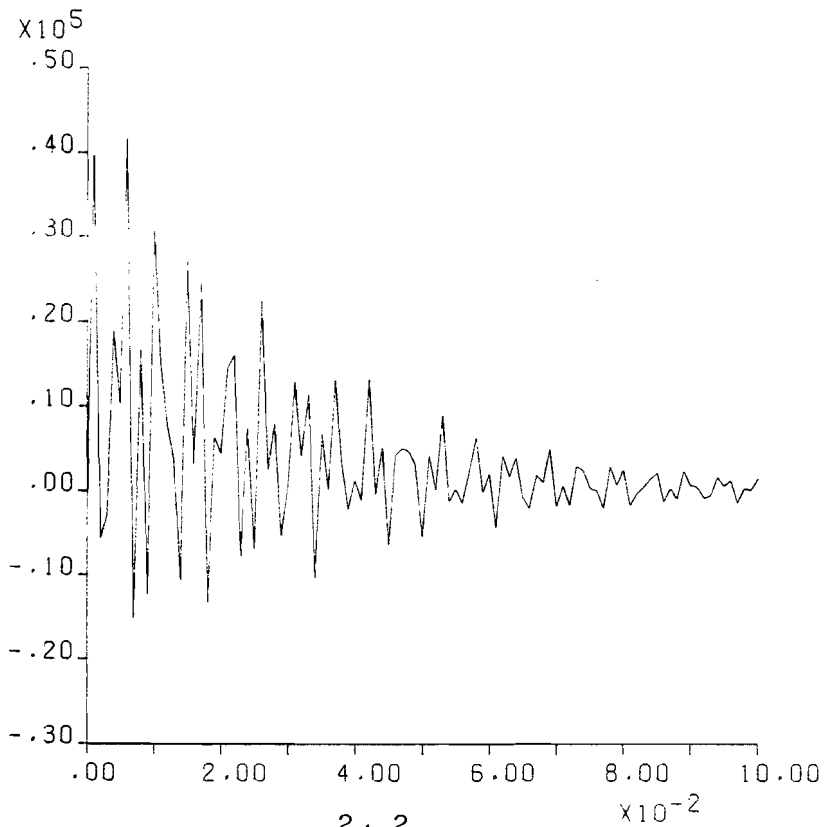


Fig. B.10.3f $k_2 = 1000 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

TIME

-B.10.14-

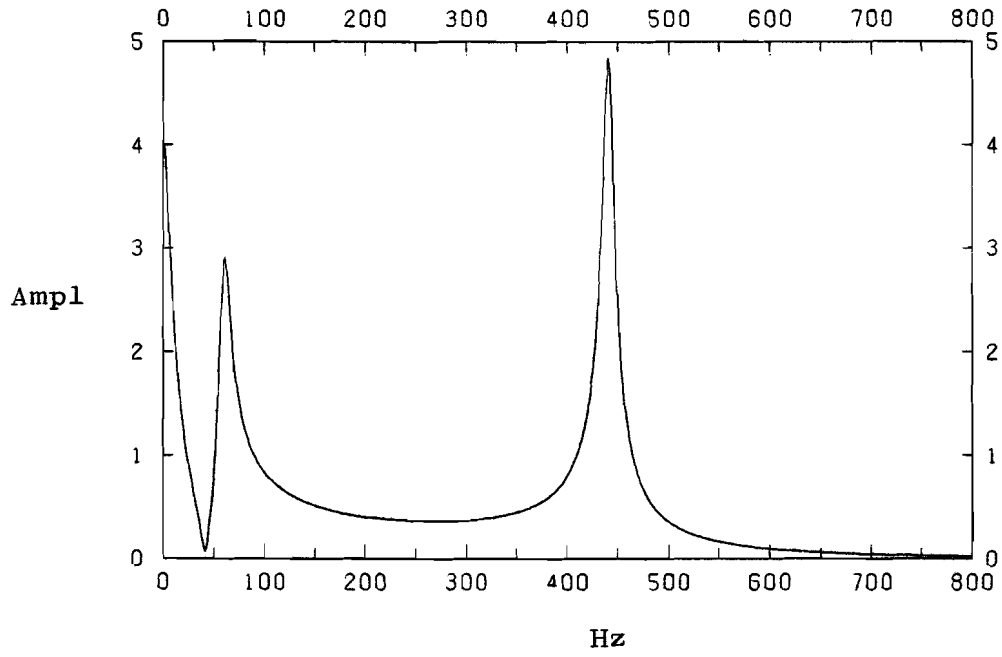


Fig. B.10.4a $k_2 = 100 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$

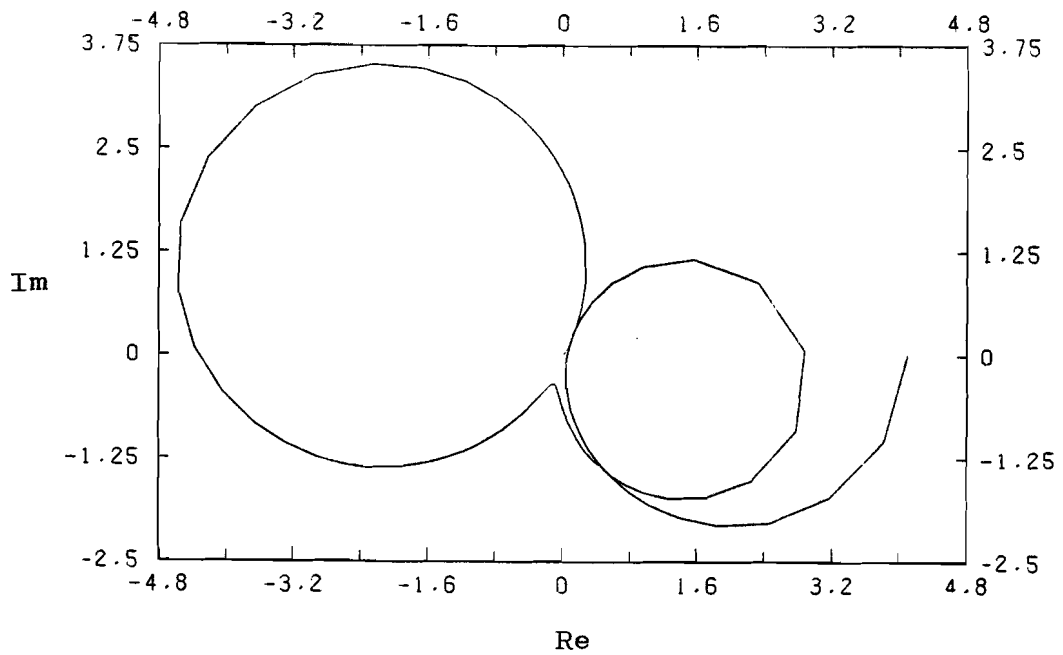
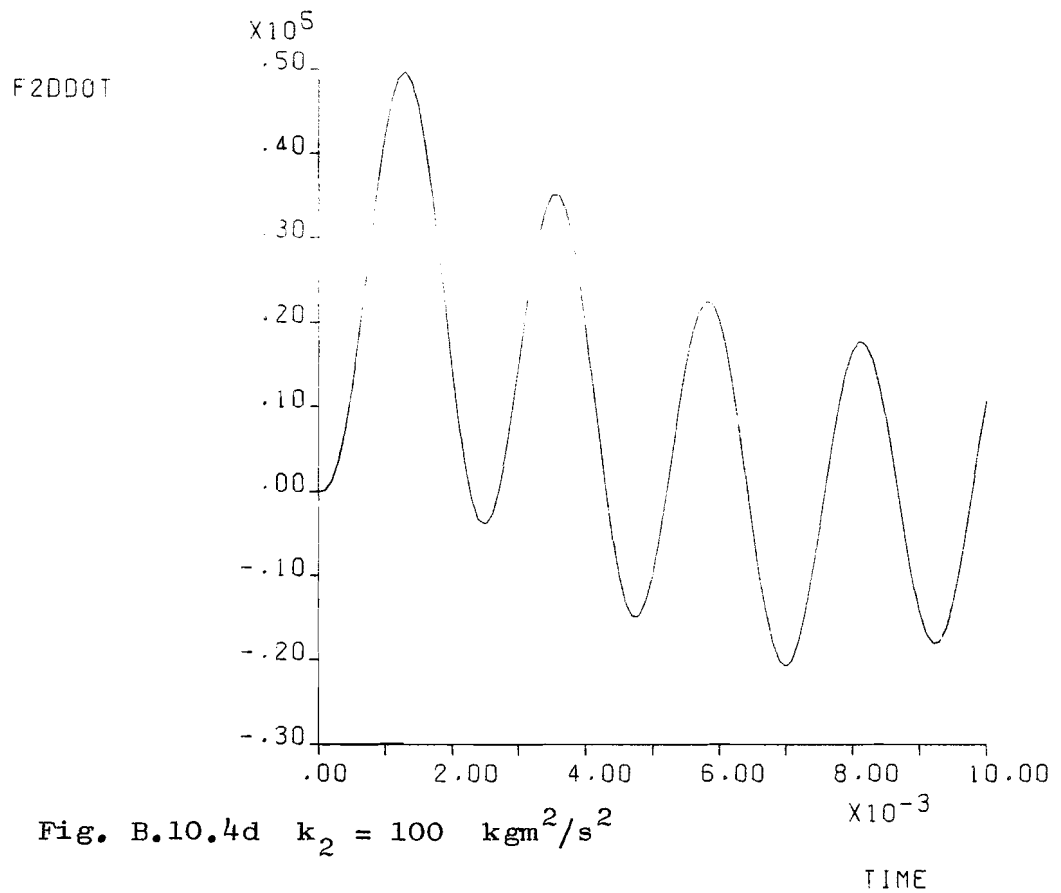
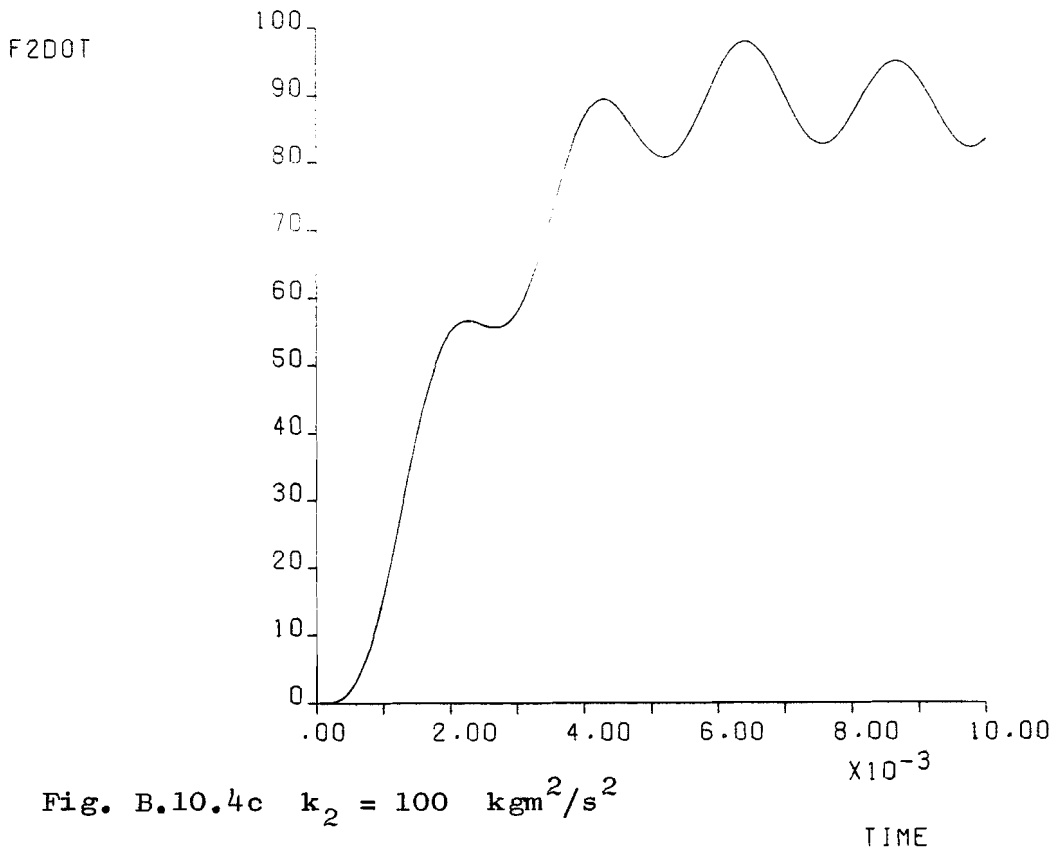
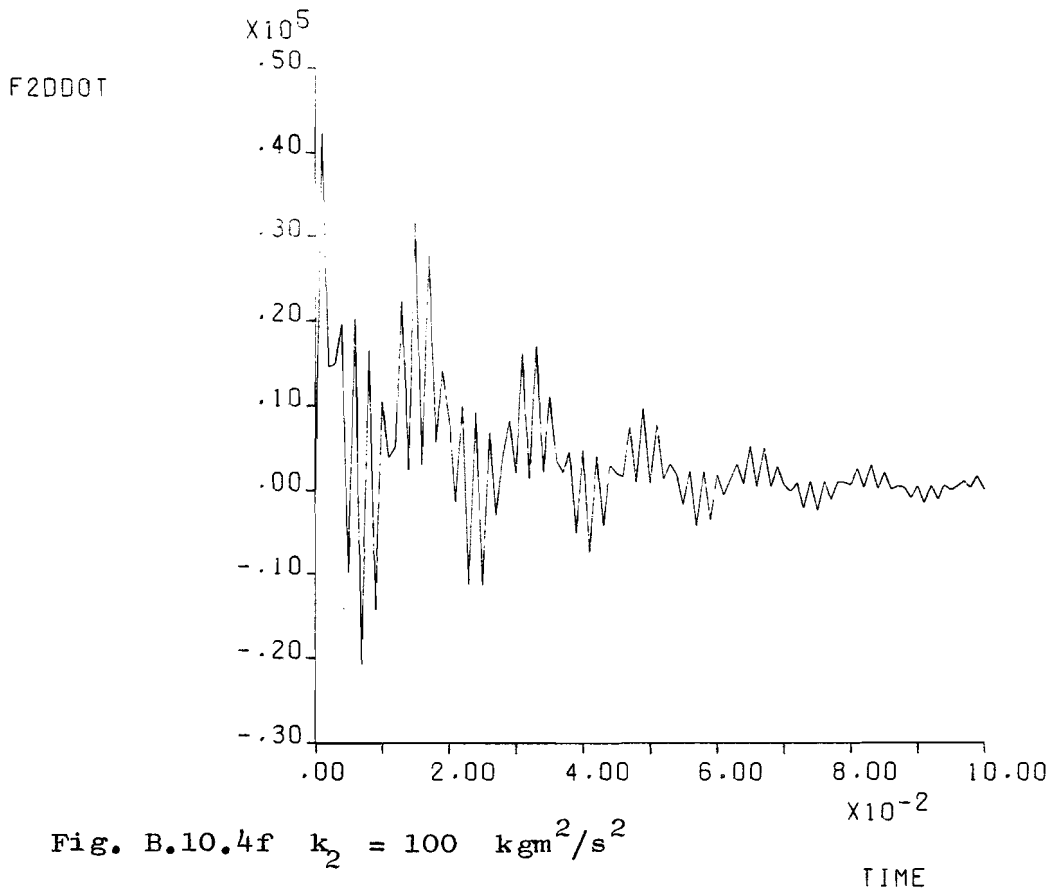
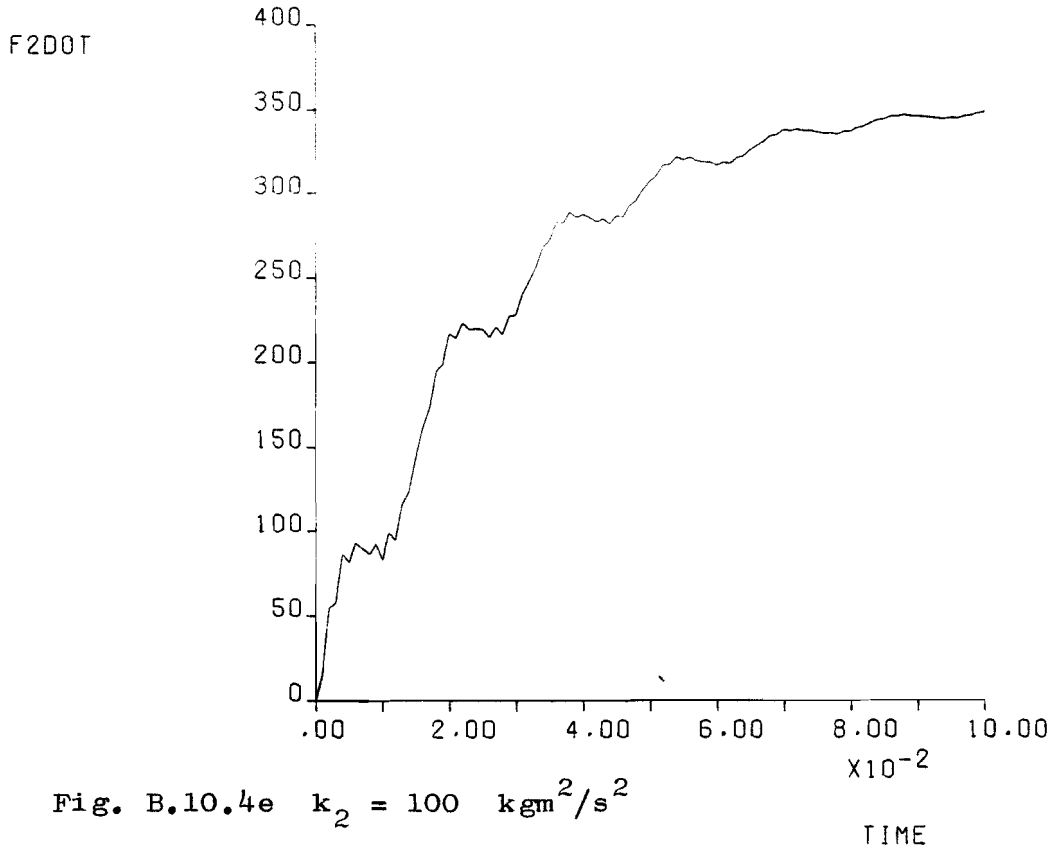


Fig. B.10.4b $k_2 = 100 \text{ kgm}^2/\text{s}^2$





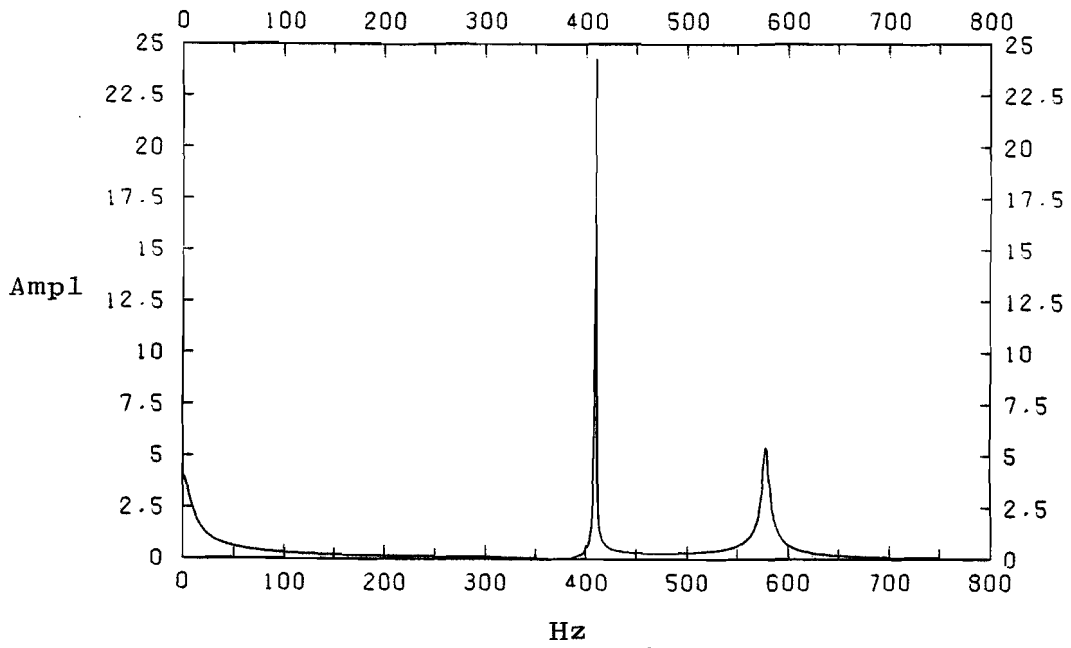


Fig. B.10.5a $b_3 = b_5 = 10^{-4} \text{ kgm}^2/\text{s}$

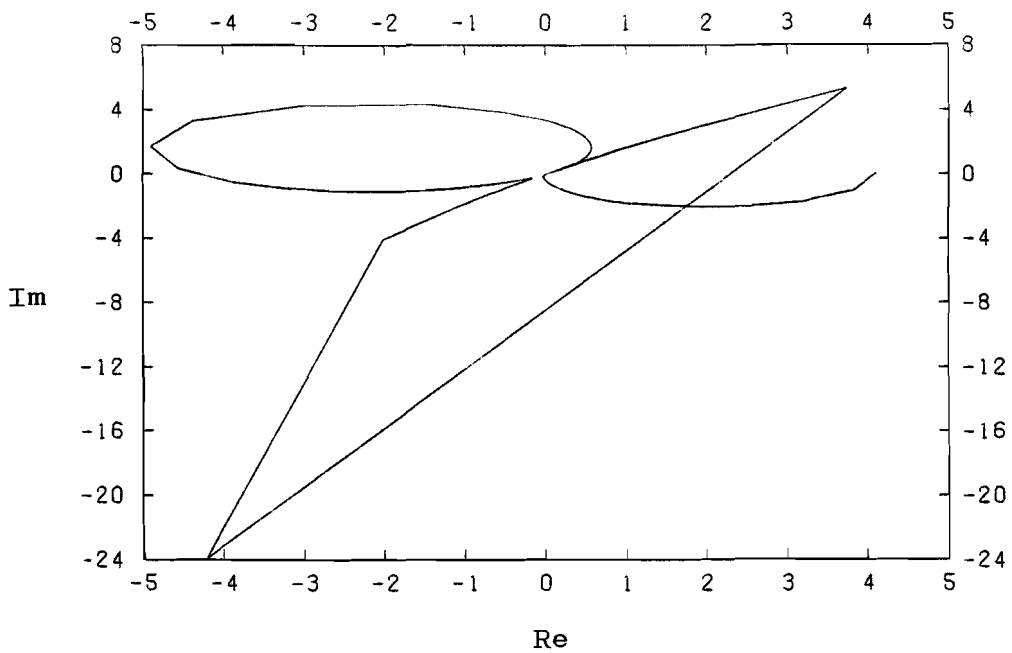
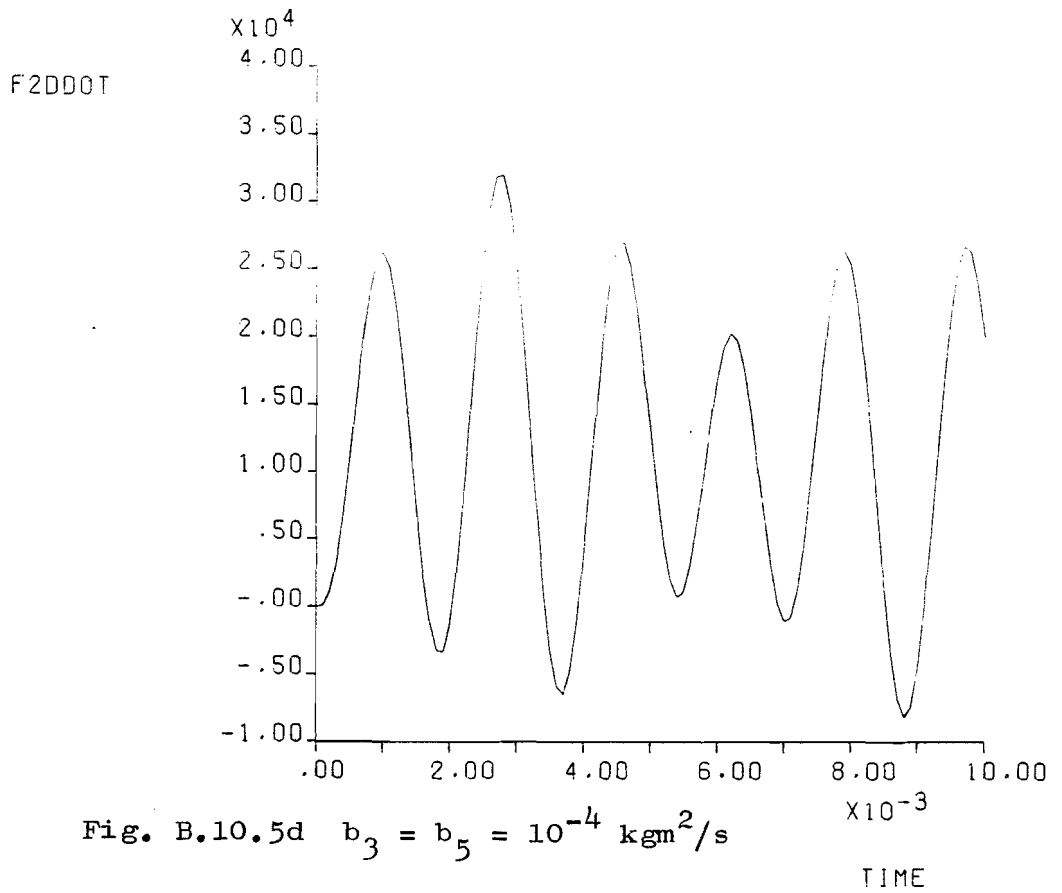
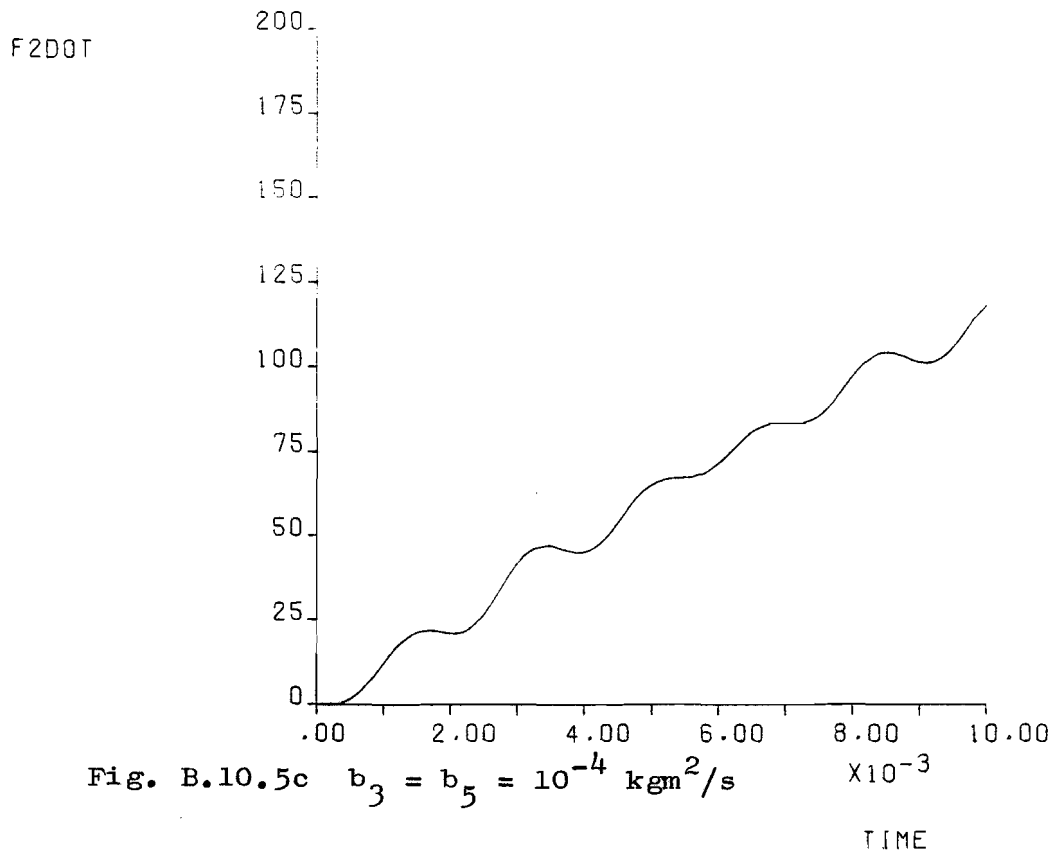
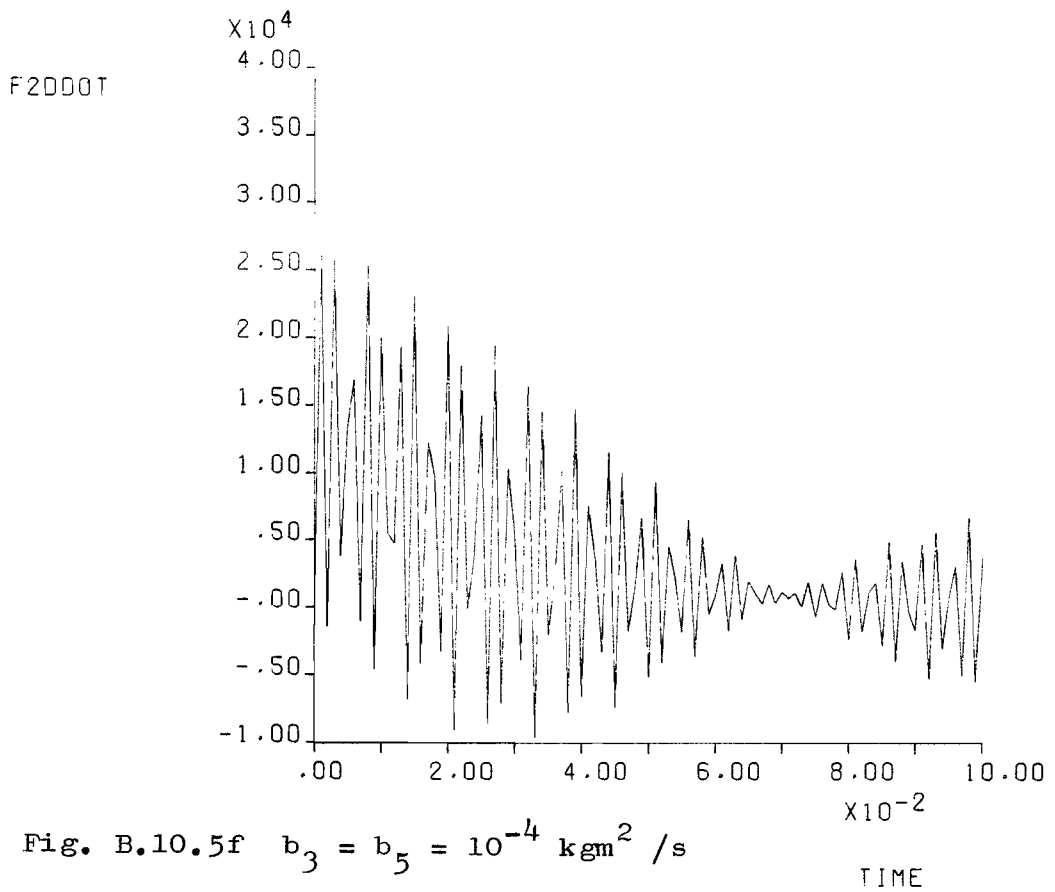
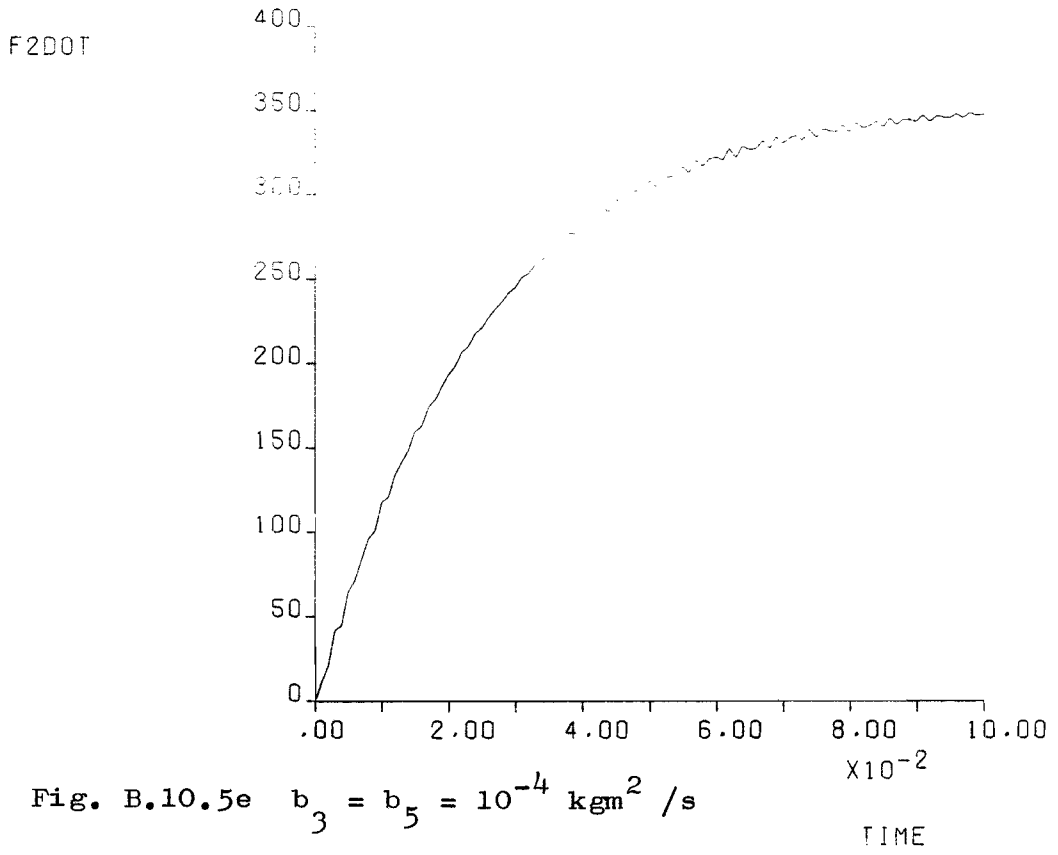


Fig. B.10.5b $b_3 = b_5 = 10^{-4} \text{ kgm}^2/\text{s}$





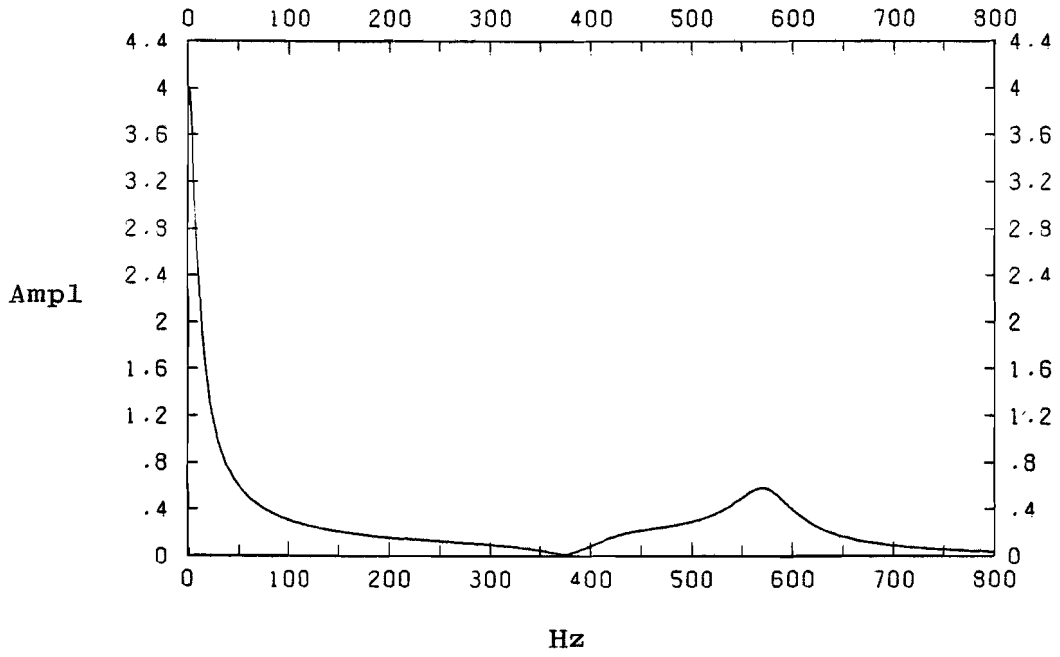


Fig. B.10.6a $b_3 = b_5 = 10^{-1} \text{ kgm}^2/\text{s}$

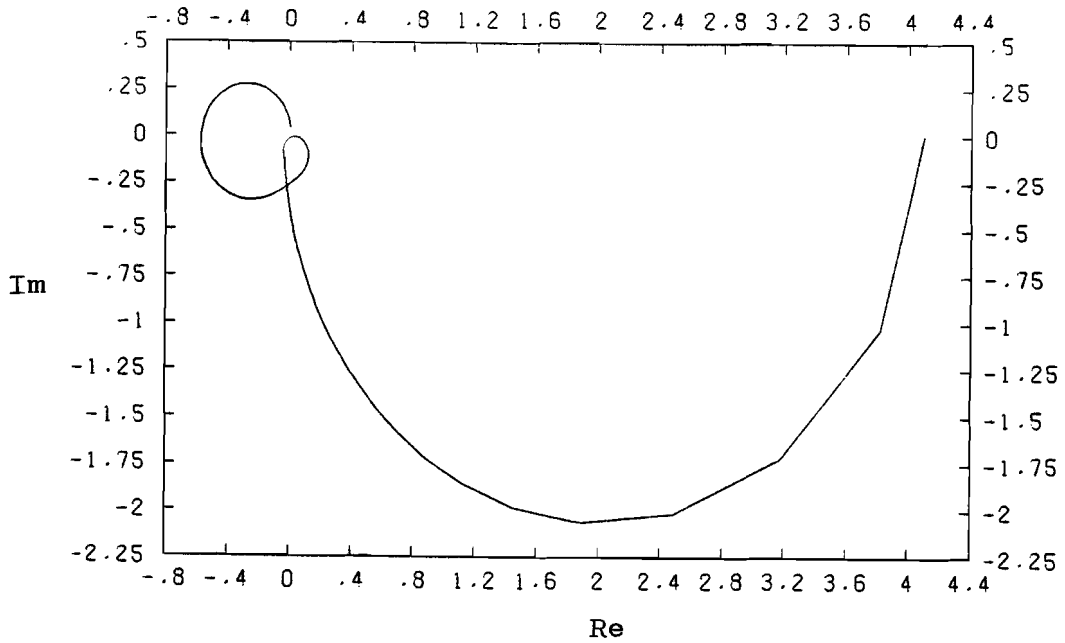
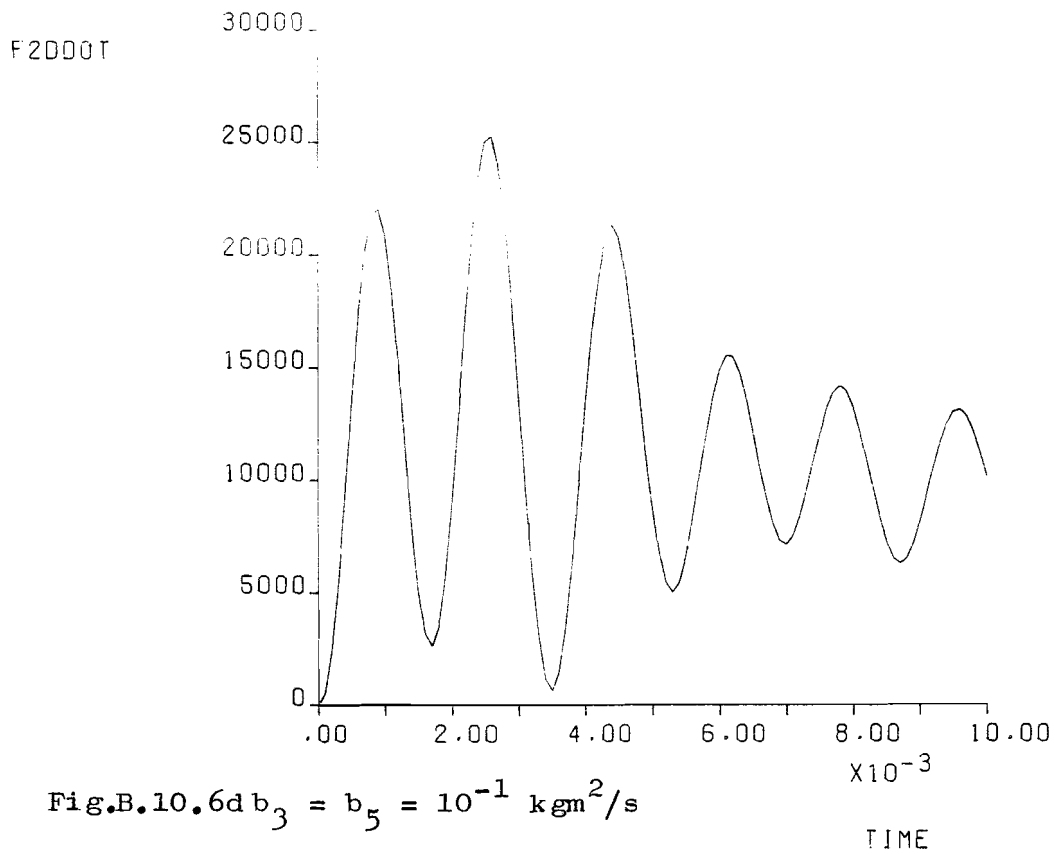
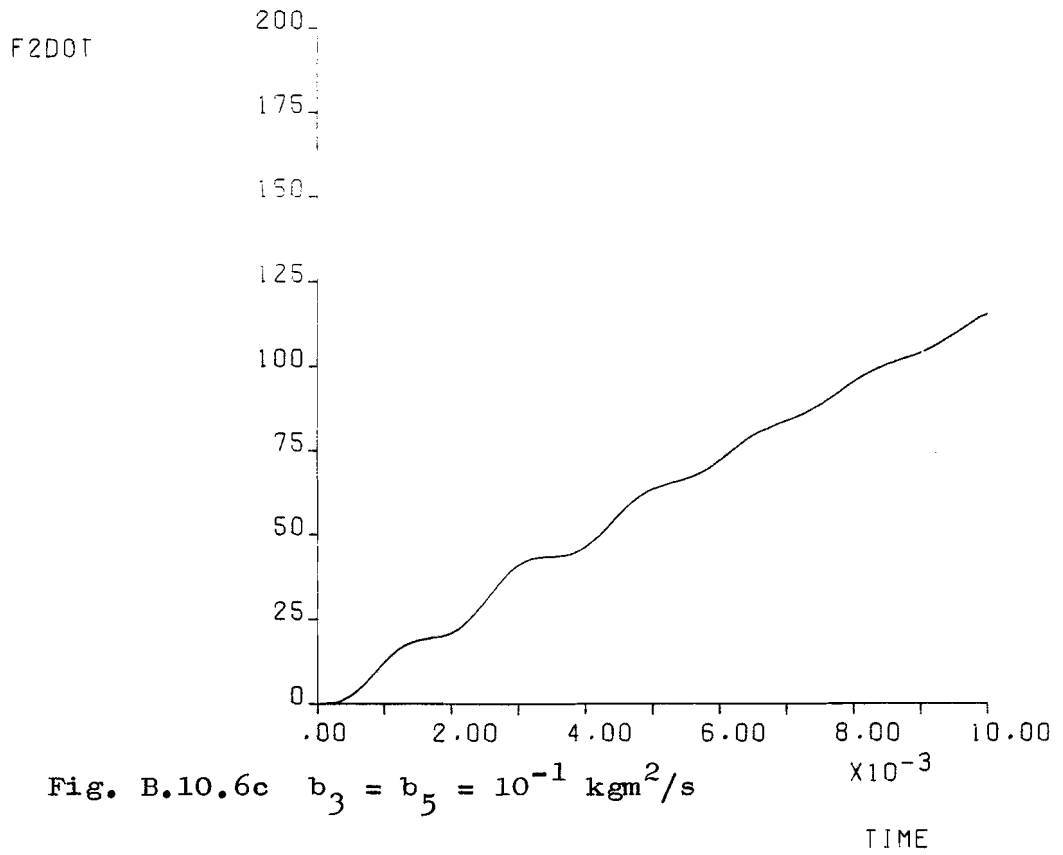


Fig. B.10.6b $b_3 = b_5 = 10^{-1} \text{ kgm}^2/\text{s}$



F200T

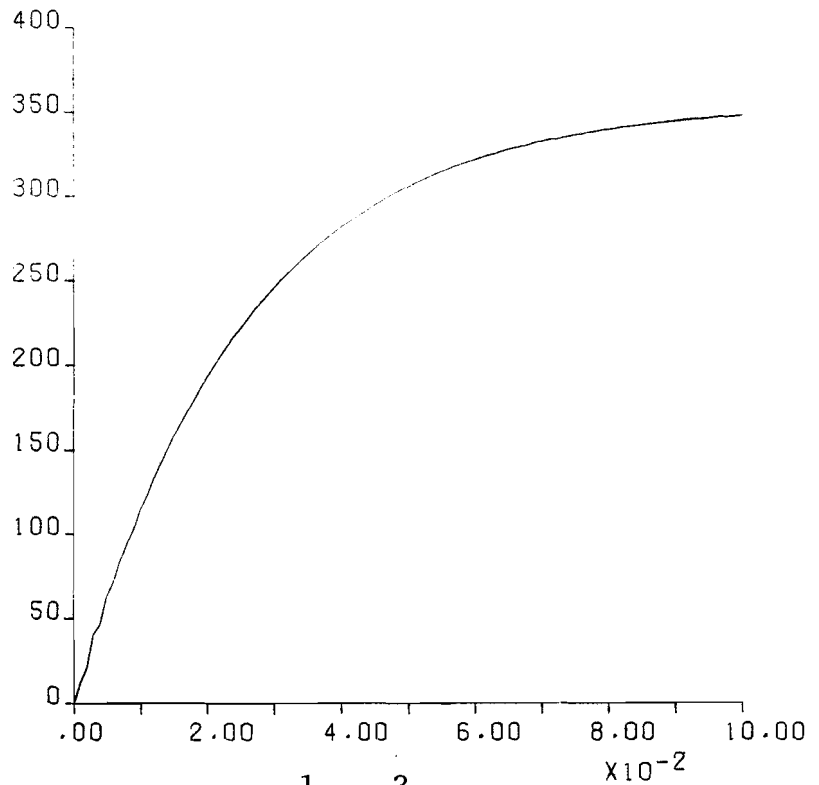


Fig. B.10.6e $b_3 = b_5 = 10^{-1} \text{ kgm}^2/\text{s}$

TIME

F2000T

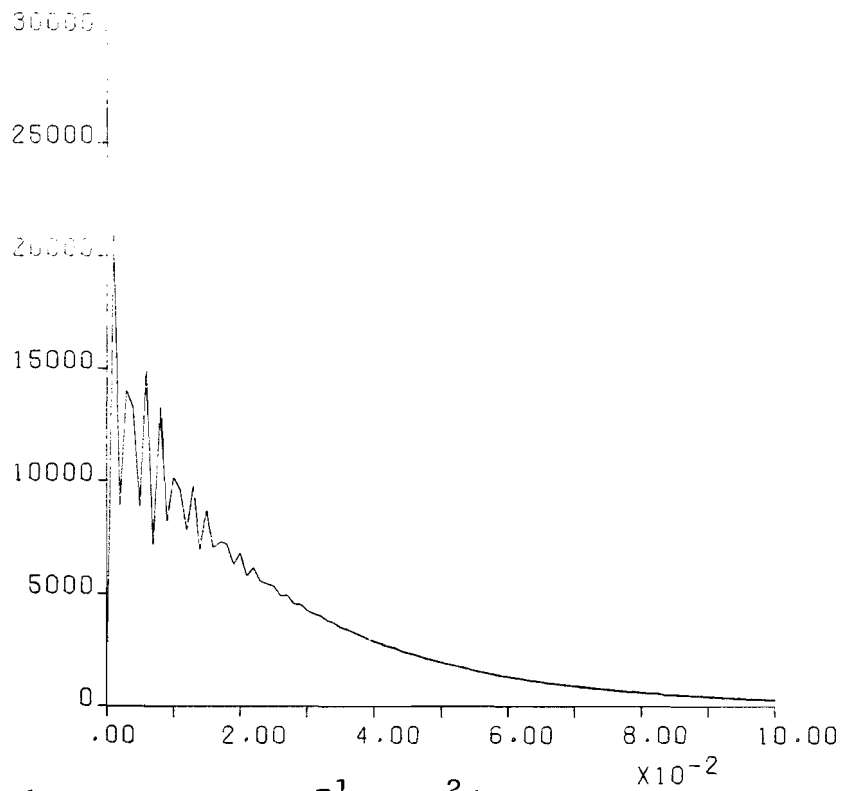


Fig. B.10.6f $b_3 = b_5 = 10^{-1} \text{ kgm}^2/\text{s}$

TIME

\$RESET FREE	00000100	CARD #0001
\$SET AUTOBIND	00000200	CARD #0002
\$BIND=FROM MAGF/=ON APPL	00000300	CARD #0003
\$HOST IS SERVICE/PLOTTERHOST ON APPL	00000400	CARD #0004
\$BINDER RESET LIST SET NOBINDINFO	00000500	CARD #0005
\$SET LIBRARY	00000600	CARD #0006
FILE 5(TITLE="DATASLEDE.",KIND=DISK)	00000700	CARD #0007
FILE 6(KIND=REMOTE)	00000800	CARD #0008
FILE 7(KIND=REMOTE)	00000900	CARD #0009
SUBROUTINE YOUTOO	00001000	CARD #0010
COMPLEX Q(5,5),Y(5,1),Z(5,1)	00001100	CARD #0011
REAL A,C,R,L,B(5),JM(3),K(2),W(3,3),WKSPACE(5),	00001200	CARD #0012
SHW(2000),HH(2000),HP(2000),PLOT(2000),FASE	00001300	CARD #0013
INTEGER IQ,IY,IZ,N,M,IFAIL,I,J,WM,IH,IN,OUT,VORM	00001400	CARD #0014
	00001500	CARD #0015
	00001600	CARD #0016
	00001700	CARD #0017
READ (5,5000) A,C,R,L,(B(I),I=1,5),(JM(I),I=1,3),(K(I),I=1,2)	00001800	CARD #0018
READ (5,5001) WM	00001900	CARD #0019
READ (5,5002) ((W(I,J),J=1,3),I=1,WM)	00002000	CARD #0020
READ (5,5004) (Y(I,1),I=1,4)	00002100	CARD #0021
N=4	00002200	CARD #0022
M=1	00002300	CARD #0023
IQ=5	00002400	CARD #0024
IY=5	00002500	CARD #0025
IZ=5	00002600	CARD #0026
IFAIL=1	00002700	CARD #0027
CALL VULHW(HW,W,IH,WM)	00002800	CARD #0028
IF (HW(1).NE.0) GO TO 1002	00002900	CARD #0029
HW(1)=.001	00003000	CARD #0030
1002 I=1	00003100	CARD #0031
CALL FREQOV (C,R,L,B,JM,K,HW,Q,IQ,Y,IY,N,M,Z,IZ,WKSPACE,	00003200	CARD #0032
SIFAIL,HH,HP,A,I)	00003300	CARD #0033
IF (HW(1).NE..001) GO TO 1003	00003400	CARD #0034
HW(1)=0	00003500	CARD #0035
1003 CONTINUE	00003600	CARD #0036
DO 1004 I=2,IH	00003700	CARD #0037
CALL FREQOV (C,R,L,B,JM,K,HW,Q,IQ,Y,IY,N,M,Z,IZ,WKSPACE,	00003800	CARD #0038
SIFAIL,HH,HP,A,I)	00003900	CARD #0039
1004 CONTINUE	00004000	CARD #0040
WRITE(6,6000)WM,((W(I,J),J=1,3),I=1,3)	00004100	CARD #0041
100 WRITE(6,6010)	00004200	CARD #0042
WRITE(6,6011)	00004300	CARD #0043
WRITE(6,6012)	00004400	CARD #0044
READ(7,6020) VORM	00004500	CARD #0045
IF(VORM.EQ.0) GO TO 160	00004600	CARD #0046
IF(VORM.EQ.10) GO TO 110	00004700	CARD #0047
IF(VORM.EQ.20) GO TO 120	00004800	CARD #0048
IF(VORM.EQ.30) GO TO 130	00004900	CARD #0049
IF(VORM.EQ.40) GO TO 140	00005000	CARD #0050
IF(VORM.EQ.11) GO TO 111	00005100	CARD #0051
IF(VORM.EQ.21) GO TO 121	00005200	CARD #0052
IF(VORM.EQ.31) GO TO 131	00005300	CARD #0053
IF(VORM.EQ.41) GO TO 141	00005400	CARD #0054
110 DO 210 I=1,IH	00005500	CARD #0055
PLOT(I)=HH(I)	00005600	CARD #0056
210 CONTINUE	00005700	CARD #0057
GO TO 150	00005800	CARD #0058
120 DO 220 I=1,IH	00005900	CARD #0059
PLOT(I)=HP(I)	00006000	CARD #0060
220 CONTINUE		

```

GO TO 150
130 DO 230 I=1,IH
    PLOT(I)=(HH(I)**2+HP(I)**2)**.5
230 CONTINUE
GO TO 150
140 DO 240 I=1,IH
    IF(HH(I).GE.0.AND.HP(I).LE.0) FASE=0
    IF(HH(I).GE.0.AND.HP(I).GE.0) FASE=360
    IF(HH(I).LT.0) FASE=180
    PLOT(I)=(ATAN2(HP(I),HH(I)))*180/3.1415
240 CONTINUE
GO TO 150
111 DO 211 I=1,IH
    PLOT(I)=20*ALOG10(HH(I))
211 CONTINUE
GO TO 150
121 DO 221 I=1,IH
    PLOT(I)=20*ALOG10(HP(I))
221 CONTINUE
GO TO 150
131 DO 231 I=1,IH
    PLOT(I)=10*ALOG10(HH(I)**2+HP(I)**2)
231 CONTINUE
GO TO 150
141 CALL POLYD(90,5,14,30,30,1,IH,HH,HP,FALSE,FALSE)
    CALL SKIPP(90)
GO TO 100
150 CALL POLYD(90,5,14,30,30,1,IH,HH,PLOT,FALSE,FALSE)
    CALL SKIPP(90)
GO TO 100
160 CONTINUE
RETURN
5000 FORMAT (8E10.3,/,6E10.3)
5001 FORMAT (I2)
5002 FORMAT (9F5.0)
5004 FORMAT(8(F1.0,2X))
6000 FORMAT (29H AANTAL FREQUENTIEGEBIEDEN = ,I1/
    51H ,10X,10HONDERGRENS,10X,10HBOVENGRENS,10X,11HSTAPGROOTTE/
    53(/ ,3(15X,F5.0)))
6010 FORMAT(25H TYPE HET GETAL IN DAT BY/
    *30H DE GEWENSTE GRAFIEKVORM PAST://
    *10H 0 = STOP/
    *27H 10 = REELE DEEL LIN.SCHAAL)
6011 FORMAT(27H 20 = IMAGI DEEL LIN.SCHAAL/
    *27H 30 = AMPLITUDE LIN.SCHAAL/
    *27H 40 = FASE LIN.SCHAAL)
6012 FORMAT(27H 11 = REELE DEEL LOG.SCHAAL/
    *27H 21 = IMAGI DEEL LOG.SCHAAL/
    *27H 31 = AMPLITUDE LOG.SCHAAL/
    *21H 41 = NYQUIST-DIAGRAM)
6020 FORMAT(I2)
END
SUBROUTINE VULMAT (C,R,L,B,J,K,W,Q)
BEREKEND ELEMENTEN VAN DE MATRIX BY EEN BEPAALDE FREQUENTIE
COMPLEX Q(5,5),QHULP(5,5)
REAL C,R,L,W,B(5),J(3),K(2),HULP(10,5)
INTEGER BI,JI,KI,QI
W=W*2*3.1415
C OVERGANG FREQUENTIE NAAR HOEKSNELHEID
EQUIVALENTCE(HULP(1,1),QHULP(1,1))

```

```

00006100 CARD #0061
00006200 CARD #0062
00006300 CARD #0063
00006400 CARD #0064
00006500 CARD #0065
00006600 CARD #0066
00006700 CARD #0067
00006800 CARD #0068
00006900 CARD #0069
00007000 CARD #0070
00007100 CARD #0071
00007200 CARD #0072
00007300 CARD #0073
00007400 CARD #0074
00007500 CARD #0075
00007600 CARD #0076
00007700 CARD #0077
00007800 CARD #0078
00007900 CARD #0079
00008000 CARD #0080
00008100 CARD #0081
00008200 CARD #0082
00008300 CARD #0083
00008400 CARD #0084
00008500 CARD #0085
00008550 CARD #0086
00008600 CARD #0087
00008700 CARD #0088
00008750 CARD #0089
00008800 CARD #0090
00008900 CARD #0091
00009000 CARD #0092
00009100 CARD #0093
00009200 CARD #0094
00009300 CARD #0095
00009400 CARD #0096
00009500 CARD #0097
00009600 CARD #0098
00009700 CARD #0099
00009800 CARD #0100
00009900 CARD #0101
00010000 CARD #0102
00010100 CARD #0103
00010200 CARD #0104
00010300 CARD #0105
00010400 CARD #0106
00010500 CARD #0107
00010600 CARD #0108
00010700 CARD #0109
00010800 CARD #0110
00010900 CARD #0111
00011000 CARD #0112
00011100 CARD #0113
00011200 CARD #0114
00011300 CARD #0115
00011400 CARD #0116
00011500 CARD #0117
00011600 CARD #0118
00011700 CARD #0119
00011800 CARD #0120

```

```

HULP(1,2)=0
HULP(2,2)=0
HULP(2,4)=0
HULP(1,4)=0
HULP(3,1)=0
HULP(4,1)=0
HULP(3,4)=0
HULP(4,4)=0
HULP(7,1)=0
HULP(8,1)=0
HULP(7,2)=0
HULP(8,2)=0
HULP(1,1)=R
HULP(2,1)=W+L
HULP(1,3)=C
HULP(2,3)=0
HULP(3,2)=B(4)+B(5)
HULP(4,2)=W+J(3)-K(2)/W
HULP(3,3)=-B(5)
HULP(4,3)=K(2)/W
HULP(5,1)=-C
HULP(6,1)=0
HULP(5,2)=B(4)
HULP(6,2)=W+J(3)
HULP(5,3)=B(1)
HULP(6,3)=W+J(1)
HULP(5,4)=B(2)
HULP(6,4)=W+J(2)
HULP(7,3)=-B(3)
HULP(8,3)=K(1)/W
HULP(7,4)=B(2)+B(3)
HULP(8,4)=W+J(2)-K(1)/W
DO 1005 I=1,5
DO 1005 N=1,5
Q(I,N)=QHULP(I,N)
1005 CONTINUE
W=W/2/3.1415
C OVERGANG HOEKSNELHEID NAAR FREQUENTIE
RETURN
END
SUBROUTINE VULHW(HW,W,IH,WM)
C VULT MET ARRAY HW MET FREQUENTIES WAARVOOR DE AMPLITUDE EN
C FASE BEREKEND MOET WORDEN
REAL HW(5),W(3,3)
INTEGER IH
IH=1
HW(1)=W(1,1)
DO 1001 J=1,WM
DO 1001 I=W(J,1)+W(J,3),W(J,2),W(J,3)
IH=IH+1
HW(IH)=I
1001 CONTINUE
RETURN
END
SUBROUTINE FREQOV (C,R,L,B,JM,K,HW,Q,IQ,Y,IY,N,M,Z,IZ,WKSPACE,
SIFAIL,HH,HP,A,I)
C BEREKEND AMPLITUDE EN FASE BY EEN BEPAALDE FREQUENTIE HW(I)
COMPLEX Q(5,5),Y(5,1),Z(5,1)
REAL C,R,L,B(5),JM(3),K(2),HW(10),WKSPACE(5),HH(10),HP(10),A
INTEGER IQ,IY,IZ,IFAIL,N,M,I

```

```

00011900 CARD #0121
00012000 CARD #0122
00012100 CARD #0123
00012200 CARD #0124
00012300 CARD #0125
00012400 CARD #0126
00012500 CARD #0127
00012600 CARD #0128
00012700 CARD #0129
00012800 CARD #0130
00012900 CARD #0131
00013000 CARD #0132
00013100 CARD #0133
00013200 CARD #0134
00013300 CARD #0135
00013400 CARD #0136
00013500 CARD #0137
00013600 CARD #0138
00013700 CARD #0139
00013800 CARD #0140
00013900 CARD #0141
00014000 CARD #0142
00014100 CARD #0143
00014200 CARD #0144
00014300 CARD #0145
00014400 CARD #0146
00014500 CARD #0147
00014600 CARD #0148
00014700 CARD #0149
00014800 CARD #0150
00014900 CARD #0151
00015000 CARD #0152
00015100 CARD #0153
00015200 CARD #0154
00015300 CARD #0155
00015400 CARD #0156
00015500 CARD #0157
00015600 CARD #0158
00015700 CARD #0159
00015800 CARD #0160
00015900 CARD #0161
00016000 CARD #0162
00016100 CARD #0163
00016200 CARD #0164
00016300 CARD #0165
00016400 CARD #0166
00016500 CARD #0167
00016600 CARD #0168
00016700 CARD #0169
00016800 CARD #0170
00016900 CARD #0171
00017000 CARD #0172
00017100 CARD #0173
00017200 CARD #0174
00017300 CARD #0175
00017400 CARD #0176
00017500 CARD #0177
00017600 CARD #0178
00017700 CARD #0179
00017800 CARD #0180

```

```
CALL      VULMAT (C,R,L,B,JM,K,HM(I),Q)
CALL F04ADF(Q,IQ,Y,IY,N,M,Z,IZ,WKSPACE,IFAIL)
IF (IFAIL.EQ.0) GO TO 1000
WRITE (6,5003) IFAIL,HM(I)
5003 FORMAT (25H ERROR IN F04ADF IFAIL = ,I2,13H FREQUENTIE= ,I4)
1000 CONTINUE
HM(I)=REAL(Z(4,1))
HP(I)=AIMAG(Z(4,1))
RETURN
END
```

```
00017900  CARD #0181
00018000  CARD #0182
00018100  CARD #0183
00018200  CARD #0184
00018300  CARD #0185
00018400  CARD #0186
00018500  CARD #0187
00018600  CARD #0188
00018700  CARD #0189
00018800  CARD #0190
```

NO SEQUENCE ERRORS

```

0: gto "HOOFDPROGRAMMA"
1:
2: "machgeg":fxd 0
3: for I=1 to 5
4: dsp "demping B",I;ent "",B[I]
5: next I
6: for I=1 to 2
7: dsp "veerstijfheid K",I;ent "",K[I]
8: next I
9: for I=1 to 3
10: dsp "traagheidsmoment J",I;ent "",J[I]
11: next I
12: ent "tachoconstante A",A
13: ent "motorconstante C",C
14: ent "rotor zelfinductie L",L
15: ent "rotor weerstand R",R
16: rcf 7,B[*],K[*],J[*],A,C,R,L
17: flt 2
18: ret
19:
20: "prtmachgeg":flt 4
21: prt "B1-5"
22: for I=1 to 5
23: prt B[I]
24: next I
25: spc ;prt "K1-2"
26: for I=1 to 2
27: prt K[I]
28: next I
29: spc ;prt "J1-3"
30: for I=1 to 3
31: prt J[I]
32: next I
33: spc ;prt "A",A,"C",C,"L",L,"R",R;spc
34: ret
35:
36: "freqgebied":
37: for I=1 to r0
38: fxd 0;prt "freqgebied",I
39: dsp "freqgebied",I,"ondergrens ?";ent "",W[I,1];prt W[I,1]
40: dsp "freqgebied",I,"bovengrens ?";ent "",W[I,2];prt W[I,2]
41: dsp "freqgebied",I,"stapgrootte?";ent "",W[I,3];fxd 1;prt W[I,3]
42: spc
43: next I
44: ret
45:
46: "dimHP":1)r1
47: for I=1 to r0
48: r1+(W[I,2]-W[I,1])/W[I,3]r1
49: next I
50: dim H[r1],P[r1];r1)r20
51: ret
52:

```

```

52:
53: "coeffber":
54: -J[2]*J[3]^2*B[5])D[3]
55: (B[4]*B[5]+K[2]*J[3])*-J[2]*J[3])D[2]
56: D[2]+B[5]*J[3]*(J[2]*(B[4]+B[5])-J[3]*(B[2]+B[3]))D[2]
57: (J[2]*(B[4]+B[5])-J[3]*(B[2]+B[3]))*(B[4]*B[5]+K[2]*J[3])D[1]
58: D[1]+B[5]*J[3]*(-J[2]*K[2]+(B[2]+B[3])*(B[4]+B[5])-K[1]*J[3])D[1]
59: D[1]-B[4]*K[2]*J[2]*J[3])D[1]
60: -J[2]*K[2]+(B[2]+B[3])*(B[4]+B[5])-K[1]*J[3])D[0]
61: D[0]*(B[4]*B[5]+K[2]*J[3])D[0]
62: D[0]+B[5]*J[3]*(K[1]*(B[4]+B[5])-K[2]*(B[2]+B[3]))D[0]
63: D[0]+B[4]*K[2]*(J[2]*(B[4]+B[5])-J[3]*(B[2]+B[3]))D[0]
64: (B[4]*B[5]+K[2]*J[3))*(K[1]*(B[4]+B[5])-K[2]*(B[2]+B[3]))D[-1]
65: D[-1]+(-J[2]*K[2]+(B[2]+B[3])*(B[4]+B[5])-K[1]*J[3])*B[4]*K[2])D[-1]
66: D[-1]-J[3]*B[5]*K[1]*K[2])D[-1]
67: B[4]*K[2]*(K[1]*(B[4]+B[5])-K[2]*(B[2]+B[3]))D[-2]
68: D[-2]-(B[4]*B[5]+K[2]*J[3])*K[1]*K[2])D[-2]
69: -B[4]*K[1]*K[2]^2)D[-3]
70: -L*J[2])E[2]
71: R*J[2]-L*(B[2]+B[3])E[1]
72: R*(B[2]+B[3])-L*K[1])E[0]
73: R*K[1])E[-1]
74: J[1]*J[2])F[2]
75: J[1]*(B[2]+B[3])+J[2]*(B[1]+B[3])F[1]
76: K[1]*(J[1]+J[2])+B[1]*(B[2]+B[3])+B[2]*B[3])F[0]
77: K[1]*(B[1]+B[2])F[-1]
78: (B[4]+B[5]^2)G[1]
79: (R/C)^2)G[2]
80: (L/C)^2)G[3]
81: C*A)G[4]
82: ret
83:
84: "matrixM":
85: R)M[1,1];C)M[1,3];-C)M[3,1];B[4]+B[5])M[2,2];-B[5])M[2,3]
86: B[4])M[3,2];B[1])M[3,3];B[2])M[3,4];-B[3])M[4,3];B[2]+B[3])M[4,4]
87: inv M)U
88: ret
89:
90: "r3r4":Y*2*3.1415)r2
91: G[1]+(J[3]*r2-K[2]/r2)^2)r5
92: G[2]+r2^2*G[3])r6
93: -r2^2*(F[2]+D[2]/r5+E[2]/r6)+F[0]+D[0]/r5+E[0]/r6)r3
94: r3-D[-2]/r2^2/r5)r3
95: -r2^3*D[3]/r5+r2*(F[1]+D[1]/r5+E[1]/r6)+D[-3]/r2^3/r5)r4
96: r4-1/r2*(F[-1]+D[-1]/r5+E[-1]/r6)r4
97: (B[3]^2+(K[1]/r2)^2)^.5/(R^2+(r2*L)^2)^.5)H[r1]
98: H[r1]/(r3^2+r4^2)^.5*G[4])H[r1]
99: atn(-K[1]/r2/B[3])-atn(r2*L/R)-atn(r4/r3))P[r1]
100: ret
101:

```



```

101:
102: "matrixVQ":Y*2*3.1415)r2
103: r2*L)N[1,1];r2*J[3]-K[2]/r2)N[2,2];K[2]/r2)N[2,3]
104: r2*J[3])N[3,2];r2*J[1])N[3,3];r2*J[2])N[3,4]
105: K[1]/r2)N[4,3];r2*J[2]-K[1]/r2)N[4,4]
106: inv N)T
107: mat N*U)V
108: mat V*N)Q
109: ara M+Q)V
110: inv V)V
111: mat M*T)Q
112: mat Q*M)T
113: ara N+T)Q
114: inv Q)Q
115: smpy -1*Q)Q
116: V[r11,r12])r17;Q[r11,r12])r18
117: (r17^2+r18^2)^.5)H[r1]
118: if r17>0 and r18<=0;0)r19
119: if r17<=0;-180)r19
120: if r17>0 and r18>0;-360)r19
121: if r17=0;90+r19)P[r1];jmp 2
122: atn(r18/r17)+r19)P[r1]
123: if r11=4 and r12=1;H[r1]*A)H[r1]
124: ret
125:
126: "vulHP":1)r1;0)r19
127: if W[1,1]=0;1e-3)Y
128: if W[1,1]#0;W[1,1])Y
129: gsb "r3r4";if flg1;gsb "matrixVQ"
130: for I=1 to r0
131: for Y=W[I,1]+W[I,3] to W[I,2] by W[I,3]
132: r1+1)r1
133: gsb "r3r4";if flg1;gsb "matrixVQ"
134: next Y
135: next I
136: ret
137:
138: "plot":
139: if flg2 and flg3;plt Y,H[r1]
140: if flg2 and not flg3;plt Y,20*log(H[r1])
141: if not flg2 and flg3;plt Y,P[r1]
142: if not flg2 and not flg3;plt Y,20*log(P[r1])
143: ret
144:
145: "plotHP":1)r1;W[1,1])Y;pclr
146: if flg7;jmp 3
147: pclr;r3-.15*(r4-r3))r14
148: scl r14,r4+(r4-r3)*(1/S-1),r5-.2/S*(r6-r5),r6+(r6-r5)*(1/S-1)
149: gsb "plot"
150: for I=1 to r0
151: for Y=W[I,1]+W[I,3] to W[I,2] by W[I,3]
152: r1+1)r1;gsb "plot"
153: next Y
154: next I
155: pen# ;plt r4/S,r6
156: ret
157:

```

```

157:
158: "piek":0)r1;1)r13;sfg 4;H[1]/1.41)r14
159: for I=1 to r0
160: for Y=W[I,1] to W[I,2]-W[I,3] by W[I,3]
161: 1+r1)r1
162: if r1=1;next Y
163: if flg4 and H[r1]<=r14;cfg 4;Y)X[4,1];H[r1])X[4,2]
164: if H[r1-1]<H[r1] and H[r1+1]<=H[r1];jmp 2
165: jmp 2
166: Y)X[r13,1];H[r1])X[r13,2];r13+1)r13
167: next Y
168: next I
169: ret
170:
171: "minmax":
172: min(H[*])r7
173: max(H[*])r8
174: min(P[*])r9
175: max(P[*])r10
176: ret
177:
178: "dimensionering":
179: dim I,J,Z
180: dim D[-3:3],E[-1:2],F[-1:2],G[4]
181: dim M[4,4],N[4,4],V[4,4],Q[4,4],U[4,4],T[4,4]
182: dim X[4,2]
183: dim B[5],K[2],J[3],A,C,R,L
184: ret
185:
186:
187: "HOOFDPROGRAMMA":
188: trk 0;flt 4;if not flg6;ldk 8
189: sfg 6
190: 4)r11;1)r12
191: gsb "dimensionering"
192: ent "handingave van machinegeg. ?",Z
193: if Z=0;dsp "data laden van files : key 5";stp
194: if Z=1;gsb "machgeg"
195: if Z=0;ldf 7,B[*],K[*],J[*],A,C,R,L
196: gsb "prtmachgeg"
197: dsp "U KUNT MACH.GEG. VERANDEREN";stp
198: "P-1":ent "aantal frequentiegebieden ?",r0;dim W[r0,3]
199: gsb "freggebied"
200: gsb "dimHP"
201: ent "schaalfactor voor plotten ?",S
202: "P0":ent "berekening volgens matrixproc. ?",r14;if r14=1;sfg 1
203: gsb "coeffber";if flg1;gsb "matrixM"
204: gsb "vulHP"
205: if not flg5;gsb "minmax"
206: gsb "piek"
207: dsp "plotten d.m.v. F1 t/m F3"
208: stp
209:

```

```

209:
210: "P1":sfg 2;sfg 3;pen# 2
211: W[1,1]r3;W[r0,2]r4;r7)r5;r8)r6
212: gto "P5"
213: "P2":sfg 2;cfg 3;pen# 2
214: W[1,1]r3;W[r0,2]r4
215: 20*log(r7))r5;20*log(r8))r6
216: gto "P5"
217: "P3":cfg 2;sfg 3;pen# 4
218: W[1,1]r3;W[r0,2]r4;r9)r5;r10)r6
219: gto "P5"
220: "P5":gsb "plotHP"
221: dsp "voor kaderplotten F7 t/m F9"
222: stp
223: stp
224: dsp "      EINDE PROGRAMMA !"
225: stp
226: stp
227: end
228:
229: "P6":W[1,1]r3;W[r0,2]r4;r7)r5;r8)r6;gto "P10"
230: "P7":W[1,1]r3;W[r0,2]r4
231: 20log(r7))r5;20log(r8))r6;gto "P10"
232: "P8":W[1,1]r3;W[r0,2]r4;r9)r5;r10)r6;gto "P10"
233: "P9":W[1,1]r3;W[r0,2]r4
234: 20log(r9))r5;20log(r10))r6;gto "P10"
235: "P10":gsb "raster"
236: if not flg2;pen# ;plt r4/S,r6,-1
237: if not flg2;dsp "plotten d.m.v. F1 t/m F3"
238: if flg2;gsb "tekst"
239: dsp "plotten d.m.v. F1 t/m F3"
240: stp
241: stp
242: dsp "      EINDE PROGRAMMA !"
243: end
244:
245:

```

```

245:
246: "raster":pen# 1;line ;csiz .5+S
247: if flg7;jmp 3
248: r3-.15*(r4-r3)r14
249: scl r14,r4+(r4-r3)*(1/S-1),r5-.2/S*(r6-r5),r6+(r6-r5)*(1/S-1)
250: fxd 0;xax r5,(r4-r3)/4,r3,r4,4
251: flt 2;yax r3,(r6-r5)/2,r5,r6,2
252: plt r3,r6;plt r4,r6;plt r4,r5,-1;pen# 3
253: if not flg2;plt r3,(r5+r6)/2,-1;cplt -5,0;lbl "FASE"
254: if not flg2;plt (r3+r4)/2,r5,-1;cplt 0,-2;lbl "Hz";ret
255: if flg3;plt X[4,1],X[4,2]
256: if not flg3;plt X[4,1],20log(X[4,2])
257: line 2,3*S;plt X[4,1],r5,-1
258: cplt 0,-1;lbl "F1";fxd 0
259: for I=1 to r13-1
260: if flg3;plt X[I,1],X[I,2]
261: if not flg3;plt X[I,1],20log(X[I,2])
262: line 2,3*S;plt X[I,1],r5,-1
263: cplt 0,-1;lbl "F",I+1
264: next I
265: plt r3,(r5+r6)/2,-1;cplt -5,0;lbl "AMPL"
266: plt (r3+r4)/2,r5,-1;cplt 0,-2;lbl "Hz"
267: ret
268:
269: "tekst":plt r3,r5,0;cplt 3,-3
270: lbl "F 1";cplt 3,0;fxd 2;lbl "FREQ=",X[4,1]," Hz"
271: cplt 3,0;flt 2;lbl "AMPLITUDE=",X[4,2]
272: cplt ;cplt 3,0
273: for I=1 to r13-1
274: fxd 0;lbl "F",I+1;cplt 3,0;fxd 1
275: lbl "FREQ=",X[I,1]," Hz";cplt 3,0;flt 2
276: lbl "AMPLITUDE=",X[I,2]
277: cplt ;cplt 3,0
278: next I
279: pen# ;plt r4/S,r6
280: ret
281:
282: "list":
283: list #701.1,0,52
284: stp
285: list #701.1,52,101
286: stp
287: list #701.1,101,157
288: stp
289: list #701.1,157,209
290: stp
291: list #701.1,209,245
292: stp
293: list #701.1,245,297
294: stp
295: list #701,297,334
296: end
297:

```

```

297:
298: "DATASTORE":
299: ent "op welk spoor wordt gesaved ?",r21
300: ent "nummer van de data-file 1 ?",r22
301: ent "nummer van de data-file 2 ?",r23
302: fxd 0;spc ;prt "TRACK",r21,"FILE 1",r22,"FILE 2",r23;spc
303: trk r21
304: rcf r22,r20
305: rcf r23,X[*],B[*],K[*],J[*],A,C,R,L,W[*],H[*],P[*],S
306: gsb "prtmachgeg"
307: for I=1 to r0
308: fxd 0;prt "freggebied",I
309: prt W[I,1];prt W[I,2];prt W[I,3]
310: spc
311: next I
312: dsp "DATA ZIJN GESAVED"
313: stp
314:
315: "DATALOAD":
316: ent "op welk spoor staan de datafiles?",r21
317: ent "nummer datafile 1 ?",r22
318: ent "nummer datafile 2 ?",r23
319: trk r21
320: ldf r22,r0,r20
321: dim W[r0,3],H[r20],P[r20],S
322: ldf r23,X[*],B[*],K[*],J[*],A,C,R,L,W[*],H[*],P[*],S
323: dsp "DATA ZIJN GELADEN";stp
324: gsb "prtmachgeg"
325: for I=1 to r0
326: fxd 0;prt "freggebied",I
327: fxd 1;prt W[I,1],W[I,2],W[I,3]
328: spc
329: next I
330: dsp "plotten d.m.v. F1 t/m F3"
331: stp
332: dsp "      EINDE  PROGRAMMA !"
333: end
334:
*15285

```