

Automatische hydraulische overbrenging m.b.v. 3-fasen wisselstroom : tweede rapport ; testresultaten van het prototype van de overbrenging

Citation for published version (APA):

Hibi, A. (1979). Automatische hydraulische overbrenging m.b.v. 3-fasen wisselstroom : tweede rapport ; testresultaten van het prototype van de overbrenging. *Aandrijftechniek*, (8 oktober), 508-511.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1979

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

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
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

Automatische hydraulische overbrenging met behulp van 3-fasen wisselstroom

Prof. dr. A. Hibi

Shizuoka University, Hamamatsu, Japan

Door gebruik te maken van de samendrukbaarheid van vloeistof is het mogelijk een zeer eenvoudige automatische overbrenging te realiseren die uitstekende karakteristieken heeft met betrekking tot het ingaand en het uitgaand draaimoment. In een dergelijke overbrenging verandert de verhouding tussen de hoeksnelheden van de ingaande en de uitgaande as of de verhouding tussen de draaimomenten automatisch, afhankelijk van de belasting, zonder een externe regeling of verstelling. Het principe van de werking en de theoretische achtergrond van de genoemde automatische overbrenging werden reeds gepubliceerd in een eerder verschenen artikel (1).

Dit artikel is een vervolg op het eerste artikel en beschrijft de testresultaten van een prototype van de overbrenging.

Constructie van het prototype van de overbrenging

Afbeelding 1 geeft de constructie weer voor één fase van de overbrenging. Het prototype bestaat uit drie van dergelijke combinaties die aan dezelfde in- en uitgaande as zijn gemonteerd met een fase-verschuiving van 120° . Het generatorisch deel van het prototype bestond uit een slechts gering gewijzigde hydraulische pomp met 3 krukasgedreven plunjers. Gedetailleerde tekeningen van het generatorisch en het motorisch deel van de overbrenging werden reeds in het vorige artikel afgebeeld (1), afb. 16 en 17). Door de koppeling van het generatorisch deel met het motorisch deel door middel van de olie in de leidingen (het conductief deel van de overbrenging) wordt door translatie van de plunjers van het generatorisch deel, veroorzaakt door rotatie van de ingaande as, de plunjers van het motorisch deel eveneens een translerende beweging opgedrongen. De plunjers van het motorisch deel zijn door middel van een ketting en een eenrichtingskoppeling met de uitgaande as verbonden. Zodra een plunjer van het motorisch deel de ketting naar beneden trekt kan er vermogen van de in- naar de uitgaande as worden doorgeleid. Om de teruggaande beweging van de plunjer van het motorisch deel te bewerkstelligen werd een constante druk van 17 bar op de zuiger voor de retourslag gehandhaafd. Door vloeistoflekkage tussen cilinderwand en plunjer raakt de bovenzijde van de plunjer van het motorisch deel het cilinderdeksel in het bovenste dode punt. Nadat deze plunjer het cilinderdeksel heeft geraakt, beweegt de plunjer van het generatorisch deel zich enigszins naar beneden hetgeen een afname van de druk in de leiding tot gevolg heeft. Via een terugslagklep stroomt er vervolgens een hoeveelheid vloeistof in de lei-

ding die zorgt voor voldoende tegendruk. Deze methode om de lek te compenseren is constructief eenvoudig realiseerbaar, doch het treffen van plunjer en deksel veroorzaakt sterke schokken. Hierdoor werd het maximum toelaatbaar toerental van de ingaande as beperkt tot minder dan 300 omw min^{-1} .

De constructieve gegevens van het prototype van de overbrenging waren als volgt:

(1). Generatorisch deel

Aantal plunjers van het generatorisch deel 3, Plunjeroppervlakte $4,91 \text{ cm}^2$, Slag van de plunjer ($2e_1$) 2,5 cm.

(2). Conductief deel

Leidingmateriaal staal, Uitwendige diameter van de leiding 2,0 cm, Inwendige diameter van de leiding 1,6 cm, lengte van de leiding 338 cm.

Inhoud van de leiding (per fase inclusief het volume in generatorisch en motorisch deel) 724 cm^3

Compressie-modulus van de hydraulische olie (equivalente waarde inclusief het expansie-effect van de leidingwand) $1,55 \times 10^4 \text{ bar}$

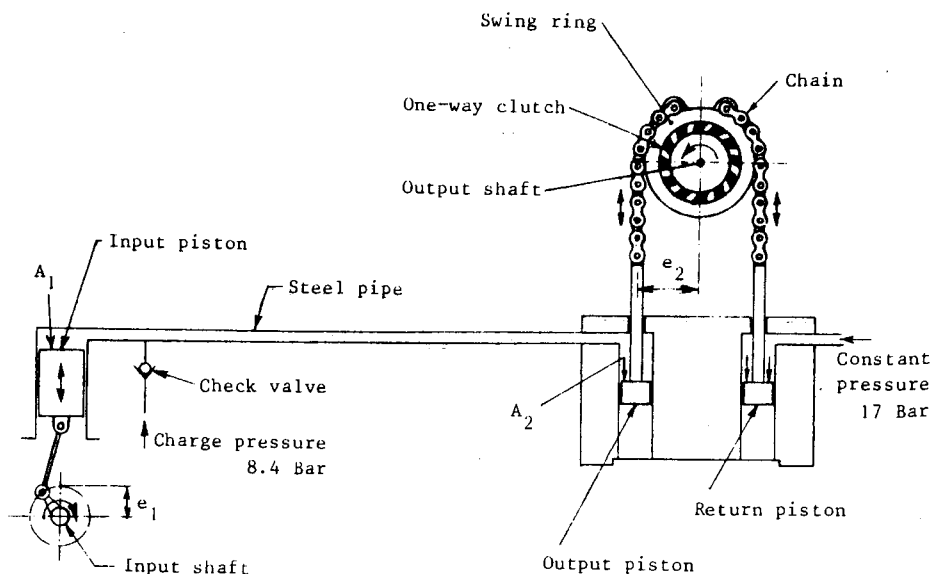
Maximum drukverhoging in de leiding (theoretische waarde als de snelheid van de uitgaande as nul is) 263 bar.

(3). Motorisch deel

Aantal plunjers van het motorisch deel 3, Plunjeroppervlakte $1,50 \text{ cm}^2$, Lengte van de momentarm (e_2) 4,26 cm.

Testopstelling en meetmethode

Afbeelding 2 toont een schema van de testopstelling. De overbrenging die werd getest was een drie-fasen model. Het generatorisch deel werd door middel van drie met olie gevulde leidingen met het motorisch deel verbonden. Om de lek via de plunjers

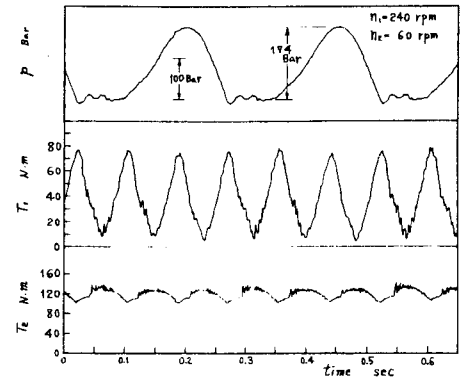


Afb. 1. Constructie van het prototype van de overbrenging. (Slechts één fase is afgebeeld.)

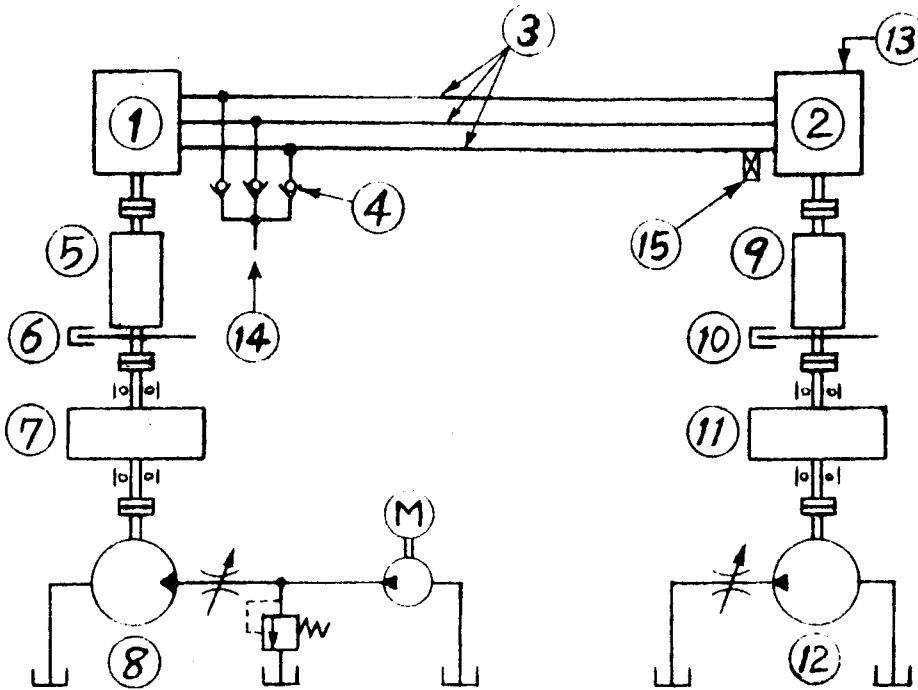


Lijst van gebruikte symbolen

		Dim.
A_1	: zuigeroppervlak generatorisch deel (cm ²)	(L ²)
A_2	: zuigeroppervlak motorisch deel (cm ²)	(L ²)
e_1	: krukarm-lengte van het generatorisch deel (cm)	(L)
e_2	: momentarm-lengte van het motorisch deel (cm)	(L)
n_1	: toerental van de ingaande as (omw/min)	(T ⁻¹)
n_2	: toerental van de uitgaande as (omw/min)	(T ⁻¹)
P_{in}	: opgenomen vermogen (kW)	(F.L.T ⁻¹)
P_{out}	: afgegeven vermogen (kW)	(F.L.T ⁻¹)
P_{loss}	: vermogensverlies (kW)	(F.L.T ⁻¹)
p	: druk van de vloeistof (bar)	(F.L. ⁻²)
T_1	: ingaand draaimoment (Nm)	(F.L)
T_{1mean}	: gemiddelde waarde van het ingaand draaimoment (Nm)	(F.L)
T_2	: uitgaand draaimoment (Nm)	(F.L)
T_{2mean}	: gemiddelde waarde van het uitgaand draaimoment (Nm)	(F.L)



Afb. 3. Geregistreeerde gegevens van druk p , ingaand draaimoment T_1 en uitgaand draaimoment T_2 .



Afb. 2. Testopstelling.

- (1) Generatorisch deel van de geteste overbrenging
- (2) Motorisch deel van de geteste overbrenging
- (3) Leidingen
- (4) Terugslagkleppen
- (5) Draaimoment-meetas (voor het ingaand draaimoment)
- (6) Tachometer (voor het toerental van de ingaande as)
- (7) Vliegwiel
- (8) Hydromotor
- (9) Draaimoment-meetas (voor het uitgaand draaimoment)
- (10) Tachometer (voor het toerental van de uitgaande as)
- (11) Vliegwiel
- (12) Hydraulische pomp
- (13) Voeding voor de constante druk naar de retourpluniers (17 bar)
- (14) Voeding voor lekcompensatie (8,4 bar)
- (15) Signaalgever voor vloeistofdruk

te compenseren werd elke leiding afzonderlijk, via terugslagkleppen, verbonden met een voeding.

Het generatorisch deel werd aangedreven door een hydromotor en het ingaand draaimoment werd gemeten met behulp van een draaimoment-meetas. Het toerental van de

ingaande as werd gemeten met behulp van een foto-elektrische digitale tachometer. Om fluctuaties in het toerental van de ingaande as af te zwakken werd een stalen vliegwiel gemonteerd. De diameter van dit wiel bedroeg 29,5 cm en de dikte 6,5 cm. Het vermogen dat door het motorisch deel

werd afgegeven, werd opgenomen door een hydraulische pomp. Het uitgaand draaimoment werd eveneens gemeten met behulp van een draaimoment-meetas. Het toerental van de uitgaande as werd gemeten met behulp van een elektro-magnetische digitale tachometer. Ook aan de zijde van het motorisch deel werd een vliegwiel gebruikt. Dit vliegwiel was identiek aan het wiel van het input deel. Om de druk te meten werd een piëzo-elektrische signaalgever gemonteerd op één van de drie leidingen tussen generatorisch en motorisch deel. Bij de beproevingen werd het toerental van de ingaande as constant gehouden (240 omw. min⁻¹) terwijl het toerental van de uitgaande as tussen 4 en 230 omw. min⁻¹ gevarieerd werd door verhoging cq. verlaging van de drukval over de 'belastingpomp' met behulp van een naaldafsluiter.

Testresultaten

Afbeelding 3 toont de geregistreeerde druk p in de leiding, het ingaand draaimoment T_1 en het uitgaand draaimoment T_2 . Gedurende deze test bedroeg het toerental van de ingaande as 240 omw. min⁻¹ en het toerental van de uitgaande as 60 omw. min⁻¹. De druk p in afbeelding 3 werd gemeten aan de zijde van het motorisch deel, in de leiding. De druk werd eveneens gemeten aan de zijde van het generatorisch deel, maar het bleek dat de drukken aan beide zijden van de leiding niet noemenswaardig verschilden. De tijd tussen de pieken van de druk p in afbeelding 3 correspondeerde met de tijd waarin de ingaande as één omwenteling maakte. Gedurende de periode tussen de pieken van de druk veranderden het ingaand draaimoment T_1 en het uitgaand draaimoment T_2 drie keer omdat de geteste overbrenging drie pluniers had in zowel het generatorisch deel als het motorisch deel. Afbeelding 3 geeft duidelijk weer, dat de fluctuaties van het ingaand draaimoment T_1 erg groot zijn. De waarde van het ingaand draaimoment blijft echter altijd positief. De fluctuaties van het uitgaand draaimoment T_2 zijn veel kleiner dan die van het ingaand draaimoment.



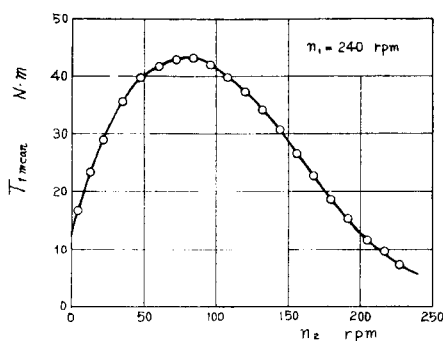
Afbeelding 4 geeft grafisch de verandering van de gemiddelde waarde van het ingaand draaimoment T_{1mean} weer bij verandering van het toerental van de uitgaande as n_2 als het toerental van de ingaande as n_1 constant blijft. De gemiddelde waarde van het ingaand draaimoment werd verkregen door de geregistreeerde waarde van het ingaand draaimoment uit afbeelding 3 te integreren over een periode en t delen door de periode-tijd. Afbeelding 4 toont duidelijk aan dat de gemiddelde waarde van het ingaand draaimoment een maximum waarde aanneemt als n_2 ongeveer gelijk is aan 80 omw. min^{-1} , terwijl de waarde van het gemiddelde ingaande draaimoment afneemt in zowel het hoge als het lage toerengebied. Afbeelding 5 toont de betrekking tussen de gemiddelde waarde van het uitgaand draaimoment T_{2mean} en het toerental van de uitgaande as n_2 als het toerental van de ingaande as constant wordt gehouden. Uit afbeelding 5 blijkt duidelijk dat de gemiddelde waarde van het uitgaand draaimoment T_{2mean} groter wordt als het toerental van de uitgaande as afneemt. Als het toerental van de uitgaande as een bepaalde waarde bereikt wordt de waarde van het uitgaand draaimoment gelijk aan nul.

Uit het principe van de geteste overbrenging blijkt dat de overbrenging zonder meer kan werken als de snelheid van de uitgaande as gelijk is aan nul. Vanwege de lek in de hydraulische pomp die werd gebruikt om de overbrenging te belasten, was het echter niet mogelijk het uitgaand draaimoment te meten als de snelheid van de uitgaande as nul was. De gemeten, en in afbeeldingen 4 en 5 weergegeven, minimum waarde van het toerental van de uitgaande as bedroeg ongeveer 4 omw. min^{-1} . Hierbij was de naaldafsluiter in de perszijde van de pomp die de belasting opnam volledig gesloten. Onder deze conditie werden grote fluctuaties in het toerental van de uitgaande as waargenomen. Deze fluctuaties werden veroorzaakt door een ongelijkmatig lekgedrag van de hydraulische pomp die werd gebruikt om het systeem te belasten. Uit de waarnemingen tijdens de metingen bleek dat de prestatie van de geteste overbrenging bij lage snelheden veel beter was dan die van conventionele hydromotoren. De betere prestatie bij lage toerentallen wordt veroorzaakt door de negatieve helling van de karakteristiek van het uitgaand draaimoment in het lage toerenbereik, zoals afb. 5 duidelijk aangeeft. Conventionele hydromotoren hebben daarentegen een draaimoment-karakteristiek die in het lage toerenbereik een positieve helling heeft, waardoor de prestatie bij lage snelheden tijdens belasting niet zo goed zijn.

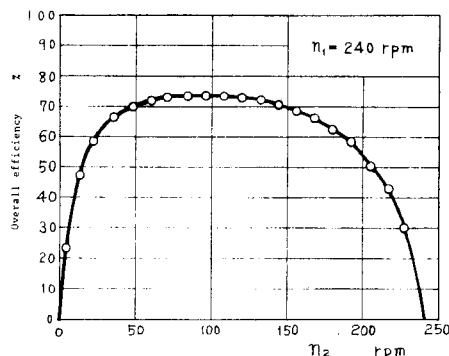
Afb. 6 toont de grafiek van het totaal rendement van het prototype van de overbrenging. Het totaal rendement is als volgt gedefinieerd:

$$\text{Totaal rendement} = \frac{T_{2mean} \cdot n_2}{T_{1mean} \cdot n_1} \times 100 (\%)$$

Het totaal rendement volgens afb. 6 neemt de grootste waarde aan als het opgenomen vermogen het grootst is (vergelijk afb. 4). De maximum waarde van het totaal rendement bedraagt in dit geval 74%. Afb. 7 toont de veranderingen van het opgenomen vermogen $P_{in} (= 2 T_{1mean} \cdot n_1 / 60)$, het afgegeven vermogen $P_{out} (= 2 T_{2mean} \cdot n_2 / 60)$ en het vermogensverlies $P_{loss} (= P_{in} - P_{out})$ bij een constant toerental van de ingaande as van 240 omw. min^{-1} . Door het constant toerental van de ingaande as verloopt de kromme van het opgenomen vermogen P_{in} identiek aan die van het ingaand draaimoment, zoals die in afbeelding 4 werd getoond. Uit afb. 7 blijkt duidelijk, dat het vermogensverlies het grootst wordt als de snelheid van de uitgaande as nul wordt, dus stilstaat. Het vermogensverlies neemt af als de snelheid van de uitgaande as toeneemt. Deze tendens wordt veroorzaakt door het afnemen van de drukverhoging in de leiding bij toename van het toerental van de uitgaande as. Als het toerental van de uitgaande as gelijk is aan nul wordt het vermogensverlies hoofdzakelijk veroorzaakt door de wrijvingsverliezen in het generatorische deel omdat het motorisch deel stilstaat.



Afb. 4. Gemeten waarden voor het gemiddeld ingaand draaimoment T_{1mean} bij een toerental van de uitgaande as n_2 als het toerental van de ingaande as n_1 constant wordt gehouden.

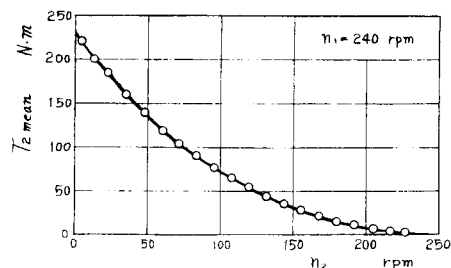


Afb. 6. Gemeten waarden voor het totaal rendement van het prototype van de overbrenging.

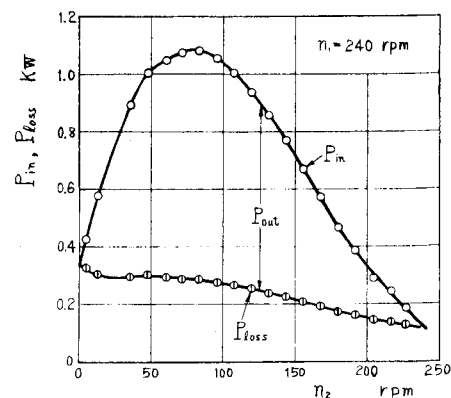
Volgens afb. 7 bedraagt het vermogensverlies bij stilstand van de uitgaande as 30% van de waarde van het maximum opgenomen vermogen. Uit dit feit blijkt duidelijk dat het generatorisch deel van het prototype van de overbrenging een relatief groot wrijvingsverlies veroorzaakt. Daarom is de maximum waarde van het totaal rendement van de overbrenging niet zo hoog. Als een generatorisch deel kan worden geconstrueerd dat veel lagere wrijvingsverliezen heeft, dan kan een veel hogere waarde voor het totaal rendement van de overbrenging worden verkregen.

Vergelijking van de testresultaten met de theoretisch berekende waarden

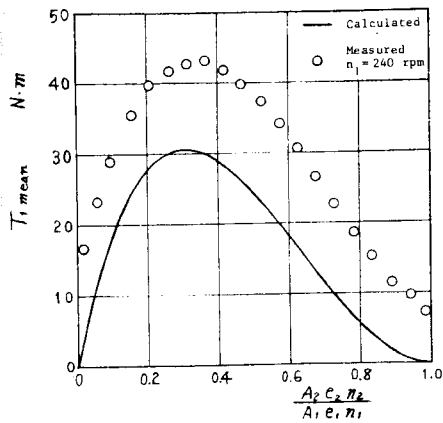
Afb. 8 toont de vergelijking tussen de testresultaten en de berekende waarden van de karakteristiek van het ingaand draaimoment van het prototype. De berekende waarde die wordt aangegeven door de ononderbroken lijn, werd verkregen uit de theoretische analyse die in het vorige rapport werd beschreven (1). In deze analyse werden de energieverliezen en de massa-effecten van de bewegende delen verwaarloosd. De abscis in afb. 8 is een dimensieloze toerental-



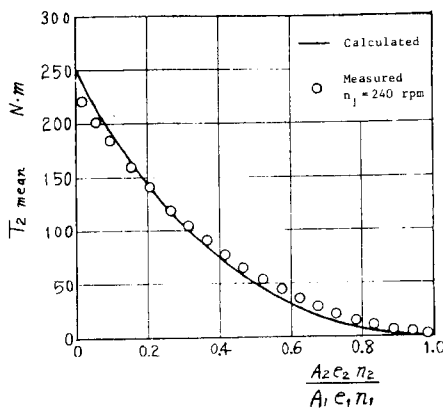
Afb. 5. Gemeten waarden voor het gemiddeld uitgaand draaimoment T_{2mean} bij een toerental van de uitgaande as n_2 als het toerental van de ingaande as constant wordt gehouden.



Afb. 7. Veranderingen van het opgenomen vermogen P_{in} het afgegeven vermogen P_{out} en het vermogensverlies P_{loss} bij een toerental van de uitgaande as n_2 .



Afb. 8. Vergelijking van de berekende waarden van de karakteristiek voor het ingaand draaimoment met de gemeten waarden.



Afb. 9. Vergelijking van de berekende waarden van de karakteristiek voor het uitgaand draaimoment met de gemeten waarden.

tonen als de berekende waarden. De verschillen tussen de test- en de theoretische resultaten komen hoofdzakelijk voort uit de wrijvingsverliezen in het generatorisch deel van de overbrenging.

Afb. 9 toont de vergelijking tussen de testresultaten en de berekende waarden van de karakteristiek voor het uitgaand draaimoment van het prototype van de overbrenging. De berekende waarden werden eveneens afgeleid in het vorige rapport. Uit afb. 9 blijkt dat de testresultaten bijna overeenkomen met de berekende waarden. Dit betekent dat de vermogensverliezen die optreden in het motorisch deel en de leiding zeer klein zijn. Vanwege die olie lekkage is de werkelijke drukverhoging lager dan de theoretisch berekende waarde. Daarom zijn de gemeten waarden van het uitgaand draaimoment in het gebied van de lage waarde op de abscis in afb. 9 kleiner dan de berekende waarden. In het gebied met een hoge waarde op de abscis zijn de gemeten waarden van het uitgaand draaimoment groter dan de berekende waarden omdat hier de massa-effecten van de bewegende delen van de overbrenging een rol gaan spelen. De verschillen die worden veroorzaakt door de massa-effecten zullen groter worden als het toerental van de ingaande as n_1 hoger wordt.

Conclusie

In dit artikel, dat een vervolg is op de theoretische beschouwing van een automatische hydraulische overbrenging door middel van 3-fasen wisselstroom, worden de testresultaten beschreven van het prototype van de overbrenging. Het slagvolume van het generatorisch deel van dit prototype bedroeg 12,3 cm³ per fase en de maximum drukverhoging van de vloeistof bedroeg 263 bar. Voor het generatorisch deel van het prototype werd een iets gewijzigde hydraulische pomp met 3 plunjers gebruikt. Het motorisch deel van het prototype werd volledig nieuw ontworpen. Het lekkage-compensatiesysteem functioneerde niet geheel perfect waardoor het maximum toerental van de ingaande as van het prototype be-

perkt bleef tot minder dan 300 omw. min⁻¹. De proeven bevestigden echter volledig dat de basisgedachte van de automatische hydraulische overbrenging met behulp van een 3-fasen wisselstroom goed was.

Tijdens de experimenten die in dit artikel worden beschreven bedroeg de maximum waarde van het gemeten totaal rendement van het prototype 74%. De belangrijkste reden voor een dergelijke lage waarde van het totaal rendement is het wrijvingsverlies in het generatorisch deel. Het zal zeker mogelijk zijn een veel hogere waarde voor het totaal rendement te verkrijgen als een generatorisch deel kan worden geconstrueerd waarin de wrijvingsverliezen worden beperkt.

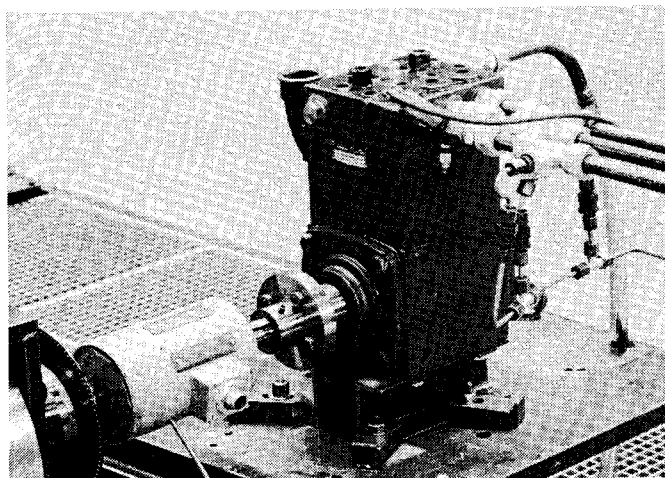
De gemeten karakteristieken voor het in- en het uitgaand draaimoment van het prototype werden vergeleken met de karakteristieken die waren voorspeld aan de hand van de theoretische analyse die in een eerder artikel werd behandeld. De overeenkomst tussen de gemeten en de berekende waarden waren in het algemeen goed te noemen. Verder bleek uit de proeven, dat de fluctuaties van het ingaand draaimoment veel groter waren dan die van de geteste overbrenging bij lage snelheden van de uitgaande as veel beter waren dan die van conventionele hydromotoren.

Dankbetuiging

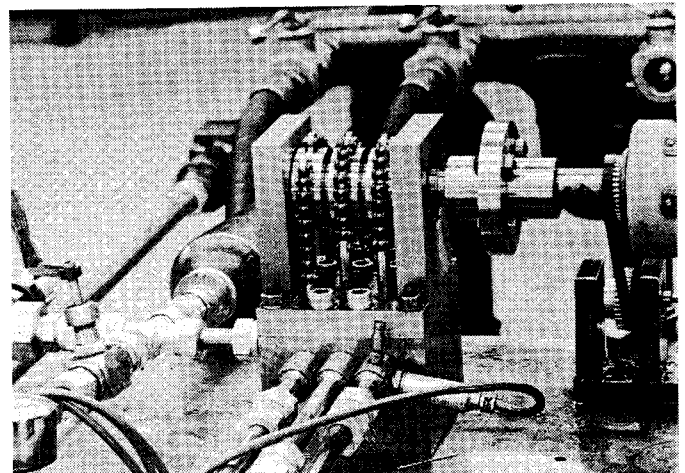
De schrijver spreekt zijn dank uit aan prof. dr. ir. W. M. J. Schlösser voor zijn aanmoedigingen en gastvrijheid. Ook spreekt de schrijver zijn waardering uit voor de hulp die hij van J. Daniëls mocht ontvangen om het prototype te realiseren en aan de medewerkers van het aandrijftechnisch laboratorium van de Technische Hogeschool Eindhoven voor hun hulp tijdens de uitvoering van de proeven met het prototype van de overbrenging.

Literatuur

(1) A. Hibi, *Automatische hydraulische overbrenging met behulp van 3-fasen wisselstroom*, Aandrijftechniek 6/79, 5 juni 1979, pp 302-310.



Opstelling van het generatorisch deel van de overbrenging.



Opstelling van het motorisch deel van de overbrenging.