

Ontwerp en ontleding van Hidrodinamiese Wringomsetters

F. H. Groiss* en L. Pretorius**

(First received September 1991, Final Form April 1992)

The one-dimensional torque converter analysis program as developed by Lamprecht [5] has been adapted and applied to a torque converter with known characteristic and geometry. The model was further used as the primary design tool to develop five torque converter elements, all of which were tested on a test bench to determine the performance characteristic thereof. The experimental results are compared with the analytical results.

Simbolelys

Algemeen

a	Vloeioppervlakte
d	Vloeiërdigtheid
e	Volumetriese effektiwiteit
m	Massavloei
p	Druk
r	Radius
w	Omwentelingsnelheid
C	Absolute vloeisnelheid
G	Glipfaktor
P	Drywing
T	Wringmoment
U	Lemsnelheid
V	Verliesdrywing
W	Relatiewe vloeisnelheid
Y	Verlieskoëffisiënt

Hoeke

a	Inlaatlehoek
b	Uitlaatlehoek

Voetskrifte

ki	Inlaat van die k-de element
ko	Uitlaat van die geleemde gedeelte van die k-element
ke	Uitlaat van die k-element
kb	Geleemde gedeelte van die k-element
ku	Nie-geleemde gedeelte van die k-element
k=1	Pomppwiel
k=2	Eerste turbinestadium
k=3	Leiwiel
k=4	Tweede turbinestadium
m	Meriodionale komponent van snelheid
s	verwys na stagnasiedruk

Inleiding

Die ingenieur by voertuigaandrywing betrokke, word dikwels met 'n beperkte reeks van aandrywingskomponente gekonfronteer waarvan die kombinasie kan lei na 'n ontwerp wat nie optimaal is, uit die oogpunt van algehele werkverrigting van 'n voertuig nie.

As gevolg van die noue interaksie tussen die aandrywingsbron en die wringomsetter van 'n voertuig wat van 'n outomatiese transmissie gebruik maak, het 'n behoefte ontstaan om die vermoë te ontwikkel om die wringomsetter te kan ontwerp of te modifiseer om meer optimale

interaksie tussen die aandrywingsbron en wringomsetter te verkry.

In dié artikel word die aandag toegespits op die modelering en ontwerpaspekte van wringomsetters met twee radiale vloei turbinestadia, met 'n enkele radiale vloei leiwiel en 'n sentrifugale pomppwiel. 'n Aanpassing van die rekenaarmodel, soos deur Lamprecht [5] ontwikkel, is gebruik om die karakteristieke van die laasgenoemde konfigurasie van hidrodinamiese wringomsetters teoreties te analiseer.

Die teoretiese metode is teenoor 'n wringomsetter, waarvan die karakteristieke gepubliseer is geëvalueer. Die analitiese model is verder geëvalueer deur dit as die primêre hulpmiddel te gebruik tydens die ontwikkeling van vyf wringomsetterelemente met verskillende geometrieë as die wringomsetter hierbo beskryf.

Definisie van terminologie

Die volgende terminologie is by hidrodinamiese wringomsetters van toepassing⁽¹⁰⁾:

- *Element*: 'n Element bestaan uit 'n enkele ry vloei geleidende lemme.
- *Pomppwiel*: Die pomppwiel is die aangedrewe element van 'n wringomsetter en word gewoonlik direk aan die aandrywingsbron gekoppel.
- *Turbine*: Die turbine is die aandrywingselement van 'n wringomsetter en word gewoonlik direk aan die insetas van die skakelratkas in 'n voertuigtoepassing gekoppel.
- *Leiwiel*: Die leiwiel vorm die reaksie-element van 'n wringomsetter, wat dit moontlik maak om 'n ongelyke wringmoment oor die wringomsetter te realiseer.
- *Spoeedverhouding*: Die spoedverhouding word as die turbinespoed, gedeel deur die pomppwielspoed gedefinieer en wissel vanaf 'n waarde van 0 as die turbine stilstaan, tot 'n waarde van 1 as die pomppwiel en turbine teen dieselfde omwentelingsnelheid beweeg.
- *Wringverhouding*: Die wringverhouding word as die turbinewringmoment, gedeel deur die pomppwielwringmoment gedefinieer.
- *Stoltoestand*: Die stoltoestand is die bedryfstoestand waarby die spoedverhouding 'n waarde van 0 het.
- *Koppelingtoestand*: Die koppelingtoestand is die bedryfstoestand waarby die wringverhouding 'n waarde van 1 het.
- *Algehele effektiwiteit*: Die algehele effektiwiteit van 'n wringomsetter is van die spesifieke bedryfstoestande afhanklik en word as die turbinedrywing, gedeel deur die pomppwieldrywing gedefinieer. Die effektiwiteit van 'n wringomsetter word gewoonlik as 'n persentasie uitgedruk.

* Nagraadse student, Meganiese Ingenieurswese aan die Randse Afrikaanse Universiteit.

** Professor in Meganiese Ingenieurswese aan die Randse Afrikaanse Universiteit.

- **Torus:** Die torus is die fisiese grense wat deur 'n buitenste dop en 'n binneste kern gevorm word, waarin die vloei in 'n geslote baan van element na element hersirkuleer word.
- **Ontwerppad:** Die ontwerppad is die pad van aanvaarde gemene vloei en word by die definisie van lemhoeke, inlaat- en uitlaatradii, ens. gebruik.

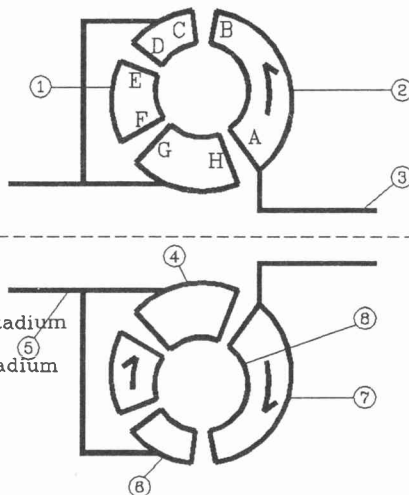
Funksie van 'n vierelement wringomsetter [1] [10]

Met verwysing na figuur 1, bestaan 'n tipiese vierelement wringomsetter uit 'n pompwiel, 'n leiwiël en 'n tweestadium turbine. Die twee turbinestadia is meganies aan mekaar en aan die uitsetas van die wringomsetter gekoppel en roteer dus teen dieselfde snelheid. Die leiwiël is tussen die turbinestadia geposisioneer en word met 'n meganiese rem staties gehou.

Die pompwiel word deur 'n aandrywingsbron aangedryf en lewer die druk benodig om die vloei deur die vloeiëringloop van die wringomsetter te hersirkuleer. Die pompwiel, turbine en leiwiël word deur die eksterne dop en die interne kern waarin die werkende vloeiëringloop element na element gehersirkuleer word, omhul.

Die werkende vloeiëringloop word vanaf die inlaat van die pompwiel by punt A na die uitlaat van die pompwiel by punt B gepomp. Die vloeiëringloop het by die uitlaat van die pompwiel 'n bepaalde vloeiëringloop tempo en vloeiëringloop rigting. Die vloeiëringloop word vervolgens deur die eerste turbinestadium na punt D gekanaliseer, wat die vloeiëringloop na 'n alternatiewe vloeiëringloop tempo en vloeiëringloop deflekteer. Die netto vloeiëringloop defleksie oor die turbinestadium lei tot 'n verandering in vloeiëringloop momentum, wat 'n reaktiewe krag op die turbinestadium se lemme tot gevolg het. Die tangensiale komponent van hierdie krag word as 'n wringmoment na die uitsetas van die wringomsetter oorgedra.

Op dieselfde beginsel word die vloeiëringloop deur die leiwiël na punt F gekanaliseer, wat 'n reaktiewe wringmoment op die lemme van die leiwiël induseer, wat via 'n meganiese rem aan die huls van die statiese ratkas oordra. Na die leiwiël word die vloeiëringloop deur die tweede turbinestadium na punt H, wat 'n addisionele wringmoment op die uitsetas van die wringomsetter induseer, gekanaliseer.



Index

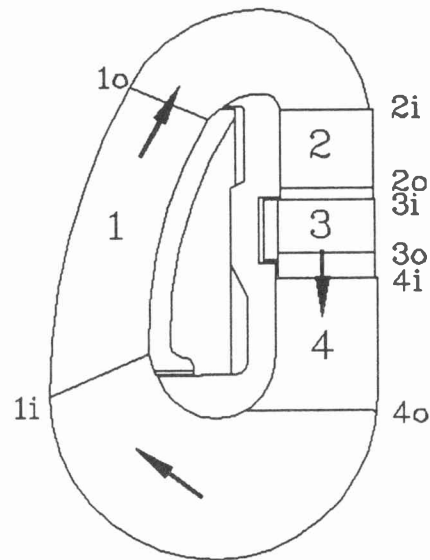
- 1 Leiwiël
- 2 Pompwiel
- 3 Insetas
- 4 Tweede turbinestadium
- 5 Uitsetas
- 6 Eerste turbinestadium
- 7 Dop
- 8 Kern

Figuur 1 – Tipiese vier element wringomsetter.

Die vloeiëringloop wat die tweede turbinestadium by punt H verlaat, voltooi die hersirkulerende kringloop by punt A waar dit weer deur die inlaat van die pompwiel vloei. Onder gestadigde toestande is die som van die individuele elementwringmomente gelyk aan nul, wat aandui dat die insetwringmoment (pompwiel) van die uitsetwringmomente (turbinestadia) verskil indien die wringmoment van die leiwiël nie aan nul gelyk is nie. Die wringverhouding is dus groter of kleiner as een wat 'n wringomsetter van 'n vloeiëringloop koppeling onderskei wat nie 'n leiwiël het nie en dus geen wringmoment omsettingsvermoë het nie.

Die model

'n Skematiese snitsekse van die wringomsetterkonfigurasie wat die onderwerp van hierdie artikel vorm, word in figuur 2 getoon.



Index

- 1. Pompwiel
- 2. Eerste turbinestadium
- 3. Leiwiël
- 4. Tweede turbinestadium
- 1i. Inlaat : Pompwiel
- 2i. Inlaat : Eerste turbinestadium
- 3i. Inlaat : Leiwiël
- 4i. Inlaat : Tweede turbinestadium
- 1o. Uitlaat : Pompwiel
- 2o. Uitlaat : Eerste turbinestadium
- 3o. Uitlaat : Leiwiël
- 4o. Uitlaat : Tweede turbinestadium

Figuur 2 – Vloeiëringloop van 'n tipiese vier element wringomsetter.

Aannames

Die volgende aannames word in die modelontwikkeling gemaak:

- Die gemene stroomlynmetode [1], [10] vir die vloei in die kringloop van die hidrodinamiese wringomsetter word gebruik. Die model is dus een-dimensioneel van aard.
- Die wringomsetter het twee radiale vloeiëringloop turbinestadia.
- Die leiwiël is staties oor die bereik van modellering.
- Gestadigde toestande bestaan in die vloeiëringloop onder alle spoed- en lastoestande.
- Die wringmoment wat na die wande van die elemente

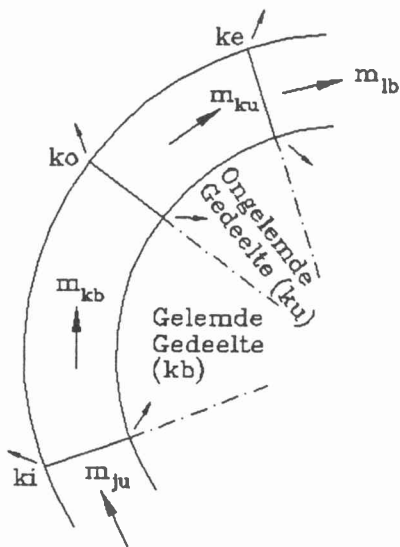
- van die wringomsetter oorgedra word, word as nalaatbaar klein aanvaar.
- Die vloeier word as onsamedrukbaar aanvaar.
- Elke element bestaan uit 'n gelemde en nie-gelemde gedeelte. Dit word aanvaar dat die gelemde en nie-gelemde gedeelte van 'n element saam roteer.
- Die invloed van temperatuur op die digtheid en kinematiese viskositeit van die vloeier word in ag geneem. Die spesifieke warmtekapasiteit van die vloeier word egter as konstant aanvaar.
- Werk deur die vloeier gedoen, word as positiewe werk gedefinieer.
- Kontinuiteit word oor die gelemde en nie-gelemde gedeeltes van die onderskeie elemente aanvaar. Algehele kontinuiteit word nie oor die totale vloeierkringloop aanvaar nie as gevolg van die verlies aan vloeier tussen die roterende elemente.
- Die vloeier word perfek deur die turbinestadia en leiwiël gelei. Die relatiewe vloeieruitlaathoek is dus gelyk aan die lemuitlaathoek van die genoemde elemente. Die vloeieruitlaathoek van die pompwiel kan egter van die lemuitlaathoek verskil as gevolg van die verskynsel van glip by die uitlaat van sentrifugale pompwiele.
- Voorsiening word vir die verlies aan vloeier tussen elemente of gedeeltes daarvan gemaak waar relatiewe rotasie plaasvind; die verband tussen lokale geometrie van die wringomsetter en volumetriese effektiwiteit ontbreek egter nog in hierdie werk.
- Die turbinestadia is meganies gekoppel.

Ontwikkeling van die teoretiese model

Met verwysing na figuur 3 word dit aanvaar dat die dop en kern die vloeier in die gelemde en nie-gelemde gedeelte van 'n element heeltemal omsluit. Dus volg dit uit die wet van kontinuiteit:

$$m_{kb} = d_{kb} \cdot a_{ki} \cdot W_{mki} = d_{kb} \cdot a_{ko} \cdot W_{mko} \dots\dots\dots (1)$$

$$m_{ku} = d_{ku} \cdot a_{ko} \cdot W_{mko} = d_{ku} \cdot a_{ke} \cdot W_{mke} \dots\dots\dots (2)$$



Figuur 3 – Volumetriese effektiwiteit van 'n element.

Figuur 3 toon die model wat aanvaar word vir die verlies van vloeier by die punte van relatiewe rotasie. Die mate van lekkasie word met behulp van die element volumetriese effektiwiteit uitgedruk en word deur Fluid Mechanics with Engineering Applications [2] soos volg gedefinieer (met $j = k-1$):

$$e_{kb} = \frac{m_{ku}}{m_{kb}} \dots\dots\dots (3)$$

$$e_{ju} = \frac{m_{kb}}{m_{ju}} \dots\dots\dots (4)$$

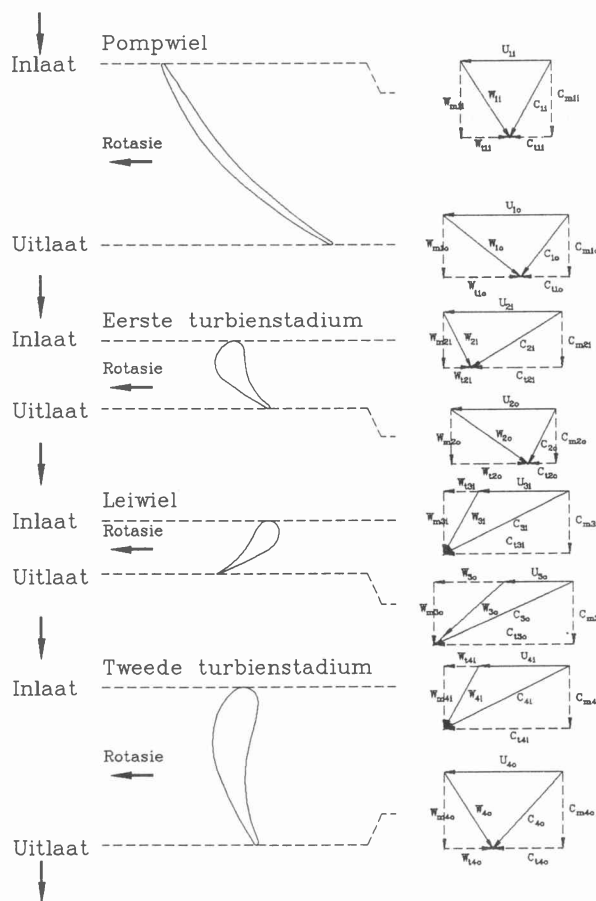
'n Verband tussen die volumetriese effektiwiteit en lokale wringomsetter geometrie ontbreek tans nog in hierdie model. 'n Waarde van 1 is voorlopig vir e aanvaar.

Indien aanvaar word dat daar geen wringmoment aan die wande van die wringomsetter elemente oorgedra word, kan Euler [2] se vergelyking vir onsamedrukbare vloeier oor die gelemde en nie-gelemde gedeeltes, soos volg toegepas word:

$$T_{kb} = m_{kb}(C_{tki} \cdot r_{ki} - C_{tko} \cdot r_{ko}) \dots\dots\dots (5)$$

$$T_{ku} = 0 = m_{ku}(C_{tko} \cdot r_{ko} - C_{tke} \cdot r_{ke}) \dots\dots\dots (6)$$

Met verwysing na figuur 4 sien die vloeisnelheidsvergelings van die k-de element soos volg daaruit:



Figuur 4 – Snelheidsdiagramme.

Posisie o: (geleemde gedeelte)

$$C_{tko} = U_{ko} - W_{mko} \cdot \tan b_k \dots\dots\dots (7)$$

$$W_{ko} = \frac{W_{mko}}{\cos b_k} \dots\dots\dots (8)$$

$$U_{ko} = w_k \cdot r_{ko} \dots\dots\dots (9)$$

Posisie i: (geleemde gedeelte)

$$U_{ki} = w_k \cdot r_{ki} \dots\dots\dots (10)$$

$$W_{mki} = \frac{m_{kb}}{d_{kb} \cdot a_{ki}} \dots\dots\dots (11)$$

$$W_{ki} = \sqrt{(U_{ki} - C_{tki})^2 + W_{mki}^2} \dots\dots\dots (12)$$

$$a_k = \tan^{-1} \left(\frac{C_{tki} - U_{ki}}{W_{mki}} \right) \dots\dots\dots (13)$$

Posisie e: (uitlaat van ongeleemde gedeeltes)

$$U_{ke} = w_k \cdot r_{ke} \dots\dots\dots (14)$$

$$W_{mke} = \frac{m_{ku}}{d_{ku} \cdot a_{ke}} \dots\dots\dots (15)$$

$$C_{tke} = e_{kb} \cdot \frac{C_{tko} \cdot r_{ko}}{r_{ke}} \dots\dots\dots (16)$$

$$W_{ke} = \sqrt{(U_{ke} - C_{tke})^2 + W_{mke}^2} \dots\dots\dots (17)$$

Die glijfaktor van die pompwiel is 'n empiriese faktor wat die afwykings in vloeierigting by die uitlaat van die pompwiel bepaal. Lamprecht [5] verwys na twee empiriese metodes om die glijfaktor vir 'n spesifieke pompwiel vir bepaalde bedryfstoeestande te bepaal.

Die glijfaktor G word hier gedefinieer [3] as:

$$G = 1 - \left[\frac{C_{ulo}(t) - C_{tlo}}{U_{lo}} \right] \dots\dots\dots (18)$$

waar $C_{ulo}(t)$ die teoretiese tangensiale vloeisnelheid by die impeller uitlaat.

C_{tlo} die werklike tangensiale vloeisnelheid by die impeller uitlaat.

U_{lo} impeller lemsnelheid by die uitlaat.

Hieruit kan die werklike vloeieruitlaathoek b_{G1} i.t.v. die teoretiese vloeieruitlaathoek b_1 bereken word:

$$b_{G1} = \tan^{-1} \left[\frac{U_{lo}}{W_{mlo}} (1 - G) + \tan b_1 \right] \dots\dots\dots (19)$$

Die hoek b_{G1} word dan verder in die berekening van wringmomente, ens gebruik. Algehele wringmomentbalans onder gestadigde toestande bepaal dat die som van die element wringmomente gelyk is aan nul. Dus volg dat:

$$\sum_{k=1}^4 T_k = 0 \dots\dots\dots (20)$$

Die drywingsverliese in die kringloop van 'n hidrodinamiese wringomsetter kan aan vier basiese kategorieë van verliese, nl. skokverliese, wandwrywingsverliese, profielverliese en sekondêre verliese toegeskryf word [1, 6, 7, 8, 9]. Laasgenoemde bepaal hoofsaaklik empiriese verlieskoëffisiënte waar 'n verlieskoëffisiënt as die totale of stagnasie drukval oor 'n element of gedeelte daarvan gedefinieer word.

$$Y_{kb} = \left[\frac{P_{ski} - P_{sko}}{0,5 \cdot D_{kb} \cdot (W_{ko})^2} \right] \dots\dots\dots (21)$$

$$Y_{ku} = \left[\frac{P_{sko} - P_{ske}}{0,5 \cdot D_{ku} \cdot (W_{ke})^2} \right] \dots\dots\dots (22)$$

Profiel- en sekondêre verlieskoëffisiënte Y is uit Ainley en Mathieson, Dixon [3] en Dunham en Came, Dixon [3] verwerk. In hierdie werk is gebruik gemaak van vierde orde polinome⁽⁴⁾ om verliesfaktore by 'n verwysings Reynoldsgetal te bereken, waarna die waardes vir Reynoldsgetal, volgens die verwantskap

$$Y'_{kb \text{ of } ku} = Y_{kb \text{ of } ku} \left[\frac{2 \times 10^5}{Re_{kb \text{ of } ku}} \right]^{0,2} \dots\dots\dots (23)$$

aangepas is.

Wandwrywingsverlieskoëffisiënte is ook as 'n funksie van Reynoldsgetal bereken.

Vir onsamedrukbare vloeï kan die drywingsverliese as die produk van die stagnasiedrukval en die vloeitempo uitgedruk word, wat na vereenvoudiging die volgende lewer:

$$Y_{kb} = 0,5 \cdot m_{kb} \cdot Y_{kb} \cdot W_{ko}^2 \dots\dots\dots (24)$$

$$Y_{ku} = 0,5 \cdot m_{ku} \cdot Y_{ku} \cdot W_{ke}^2 \dots\dots\dots (25)$$

Die verliese word na die werksvloeier in die vorm van hitte-energie oorgedra, wat tot die styging in temperatuur van die vloeier in 'n element of gedeelte daarvan aanleiding gee. Indien die spesifieke warmtekapasiteit van die vloeier konstant aanvaar word, lewer 'n energiebalans oor die gedeeltes van die elemente die volgende verband:

$$V_{kb} = -m_{kb} \cdot c \cdot (t_{ki} - t_{ko}) \dots\dots\dots (26)$$

$$V_{ku} = -m_{ku} \cdot c \cdot (t_{ko} - t_{ke}) \dots\dots\dots (27)$$

'n Algehele drywingsbalans onder gestadigde toestande bepaal dat die som van die elementdrywings en die gesamentlike verliese gelyk is aan nul. Dus volg dat:

$$\sum_{k=1}^4 P_k + \sum_{k=1}^4 V_{kb} + \sum_{k=1}^4 V_{ku} = 0 \dots\dots\dots (28)$$

Rekenaarsimulasie

Bogenoemde vergelykings bevat afhanklike veranderlikes (bv. W_k , U_k , ens.) onafhanklike veranderlikes (bv. r_k , a_k , ens.) en empiriese waardes (bv. Y_{kb} , Y_{ku} , ens.). Die

verwantskappe tussen die afhanklike veranderlikes, onafhanklike veranderlikes en die empiriese waardes kan verkry word, soos deur Groiss [4] beskryf. Bogenoemde vergelykings kan dan opgelos word vir die onafhanklike veranderlikes om 'n oplossing te bepaal wat voldoen aan die vereistes, soos in vergelykings (20) t.e.m. (28) uiteengesit.

Vergelykings 20 t.e.m. 28 word in die rekenaarmodel Groiss^[4] op 'n iteratiewe wyse opgelos. Daar word van iterasie deur 'n intervalhalveringsmetode op m , die massavloeiempo by die impellerinlaat gebruik gemaak, totdat 'n drywingsbalans (vergelyking 28) binne gespesifiseerde toleranse bereik word. In die proses word temperature van die vloeiër deurentyd m.b.v. vergelykings soos 26 en 27 bereken. Hiermee word nuwe vloeiëienskappe bv. digtheid en kinematiese viskositeit bereken wat op sy beurt die oplossing van die drywingsvergelyking, kontinuïteitsvergelyking en Reynoldsgetal tipe vergelyking soos (23) beïnvloed.

'n Aanpassing van die rekenaarmodel soos ontwikkel deur Lamprecht^[5] is gebruik om die bogenoemde vergelykings vir die spesifieke konfigurasie van wringomsetter op te los. Die program kan die praktiese probleem van lekkasie tussen roterende elemente en die invloed van temperatoureffekte op die kinematiese viskositeit en digtheid van die werkende vloeistof simuleer. Op dié stadium moet volumetriese effektiwiteit nog ekstern toegevoeg word. 'n Model wat effektiwiteit as 'n funksie van geometrie beskryf, is nog nie beskikbaar nie.

Vir die doeleindes van illustrasie en aangesien daardeur die bedryfskarakteristieke van 'n standaard wringomsetter redelik getrou gemodelleer kon word, is 'n volumetriese effektiwiteit van 1, 'n skokverlies van 0,55 en 'n glipfaktor van 0,79 verder aan in die artikel aanvaar.

Evaluering

Die analitiese model soos hier beskryf, is geëvalueer deur die resultate daarvan met die toetsresultate van ses wringomsetters van die bogenoemde konfigurasie te vergelyk. Die geometrie van die bestaande standaard wringomsetter wat gemodelleer is, word in tabelle 1 en 2 getoon.

Die karakteristiek van die vloeiër is oor 'n wye bereik van temperatuur getoets en in die model ingevoer om realistiese temperatuur/vloeiërkarakteristieke te simuleer. Die eksperimentele toetsmetode is funksioneel analoog aan die analitiese model in dié opsig dat die wringomsetterkarakteristieke teen 'n konstante pompwielspoed oor die volle bereik van spoedverhouding getoets is. Die olieinlaattemperatuur van die wringomsetter is op 'n vaste temperatuur beheer, soos in die analitiese metode gemodelleer. Die algehele verliese is op die toetsopstelling geverifieer deur 'n hittebalans oor die verkoelers van die opstelling te monitor.

Die analitiese model is verder geëvalueer deur dit as die primêre hulpmiddel tydens die ontwikkeling van vyf wringomsetterelemente, gebaseer op die geometrie van die bestaande wringomsetter te gebruik.

Die volgende aannames is vir die ontwerp van die vyf wringomsetterelemente gemaak:

- die konsepte word nominaal op die MS74 0.93 geometrie [4] gebaseer;
- die aantal lemme in die elemente bly onveranderd;
- die dikte tot koordverhoudings is ooreenstemmend met die standaard waardes;
- lemhoogtes bly onveranderd;

Tabel 1: MS74 0.93 – Standaard wringomsetter: lemgeometrie

Beskrywing	Simbool	Impeller	Turbine 1	Turbine 2	Stator
Leminlaathoek	a_{bk}	-66,36	-15,56	-17,80	23,65
Lemuitlaathoek	b_{bk}	-48,06	67,96	41,39	64,99
Lem koordlengte	c_k	129,17	22,41	45,49	22,08
Maks. lemdikte	t_k	6,61	9,86	13,32	7,10
Gem. lemsteek	s_k	76,42	21,85	36,38	20,11
Kromming	e_k	-	76,54	94,71	76,54
Inlaatradius	r_{ki}	107,00	182,70	137,96	161,54
Uitlaatradius	r_{ko}	184,90	165,01	93,63	145,73
Kanaalhoogte	h_{kp}	69,09	12,39	24,50	13,12
Aksiale lengte	L_{ka}	19,99	0,00	0,00	0,00
Aantal lemme	N_k	12	50	20	48

Eenhede: dimensies [mm] hoeke [grade]

Tabel 2: MS74 0.93 – Standaard wringomsetter: hulsgeometrie

Beskrywing	Simbool	Impeller	Turbine 1	Turbine 2	Stator
Inlaat aangep. hoek	a_{ck}	2,11	13,50	0,00	0,00
Uitlaat aangep. hoek	b_{ck}	14,04	0,00	8,97	0,00
Inlaathoogte, huls	h_{ki}	37,90	32,93	36,28	34,60
Uitlaathoogte, huls	h_{ko}	30,08	32,93	42,78	34,60
Padlengte van vloei	P_{kc}	60,37	3,47	93,73	7,77
Hulsradius	R_k	32,28	1E10	24,95	1E10
Oppervlak ruheid μm	e_k	25	12	12	12

Eenhede: dimensies [mm] hoeke [grade]

- hulsgeometrie bly onveranderd;
- wringomsetterelemente moet met standaard elemente uitruilbaar wees;
- lemkonstruksie is soortgelyk aan standaard lemme;
- die radius van die lemleikante verander nie.

Gegronde op bogenoemde aannames/beperinge is die inuitlaatlemhoeke van verskillende elemente met nominaal 10° verhoog of verlaag, wat die volgende konsepte tot gevolg gehad het:

- (i) SAC5 – die impelleruitlaatlemhoek is verlaag;
- (ii) SAC8 – die impellerinlaatlemhoek is verlaag;
- (iii) SAC10 – die inlaatlemhoek vir turbine stadium 1 is verhoog;
- (iv) SAC14 – die inlaatlemhoek op die stator is verlaag;
- (v) SAC18 – die inlaatlemhoek op die turbinestadium 2 is verlaag.

Die detailontwerpe van die wringomsetterelemente word deur Groiss [4] beskryf. Hierdie elemente is vervaardig en onderworpe aan dieselfde toetsprosedure as die standaard wringomsetter.

In die simulasie van die alternatiewe ontwerpe is deurentyd van dieselfde verlieskoëffisiënte en glijfaktore gebruik gemaak as vir die bestaande wringomsetter.

Resultate

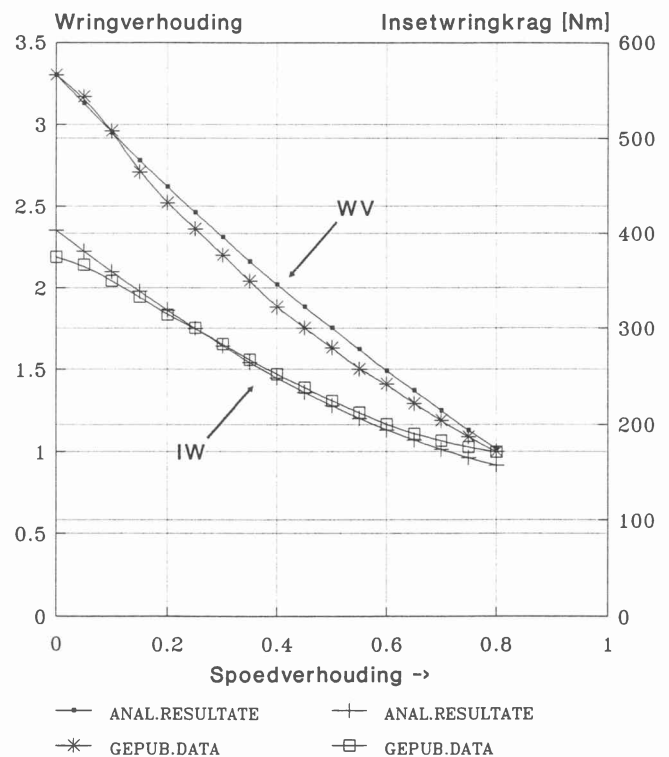
Die eksperimentele en gepubliseerde wringomsetterkarakteristieke van 'n standaard wringomsetter en vyf van die alternatiewe ontwerpe word onderskeidelik in figure 5 t.e.m. 11 getoon. Die pompwielspoed is in alle gevalle 'n konstante 1000 r/min, met 'n olieinlaattemperatuur van 90 °C. Die olietipe is SAE 10W enjolinolie. Die teoretiese resultate van bogenoemde wringomsetters teen soortgelyke gesimuleerde bedryfstoeestand word ook onderskeidelik in figure 5 en 7 t.e.m. 11 getoon.

Uit bogemelde figure blyk dat die eksperimentele en teoretiese voorspelde wringomsetter karakteristiek goed korreleer oor die hele bereik van spoedverhouding. Die

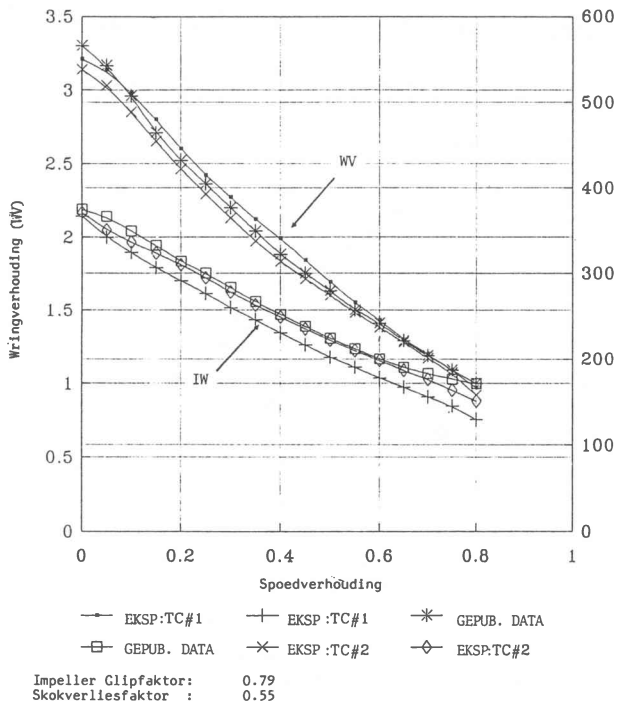
resultate van die ander wringomsetters was soortgelyk met 'n 3% akkuraatheid op wringverhouding en 4.5% op wringmomente.

So kan bv. uit figure 7 t.e.m. 11 afgelei word dat die voorspelde stol wringverhouding varieer vanaf 3,2% hoër (SAC8) tot 7,5% hoër (SAC18) as die gemete waardes.

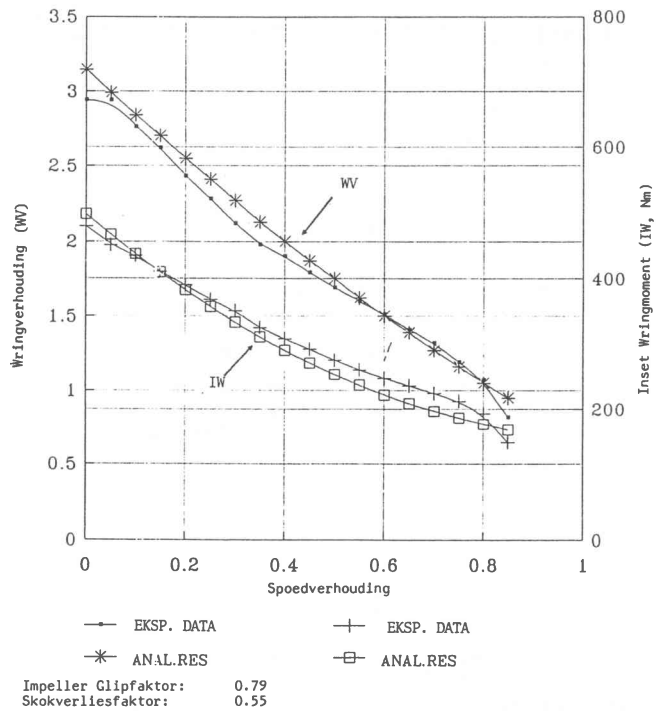
Figuur 5 : Korrelasie tussen Gepubliseerde Data en Analitiese Resultate.



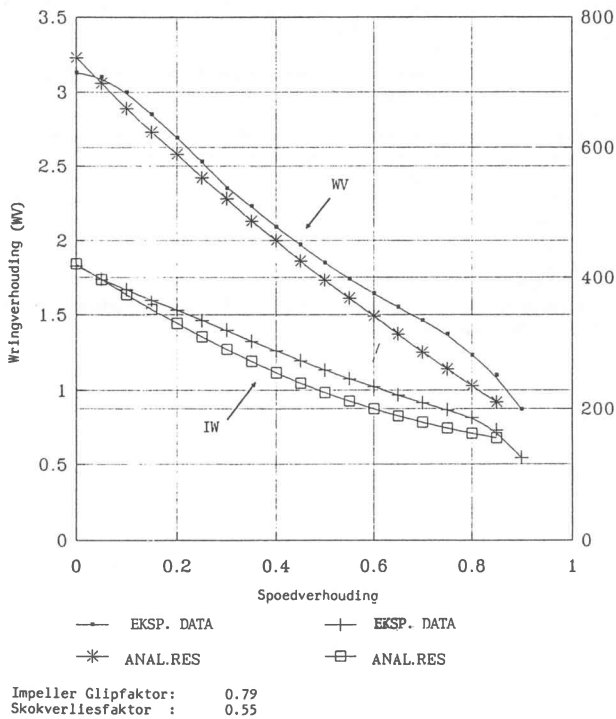
Figuur 5 – Korrelasie tussen gepubliseerde data en analitiese resultate: MS 74 0.93



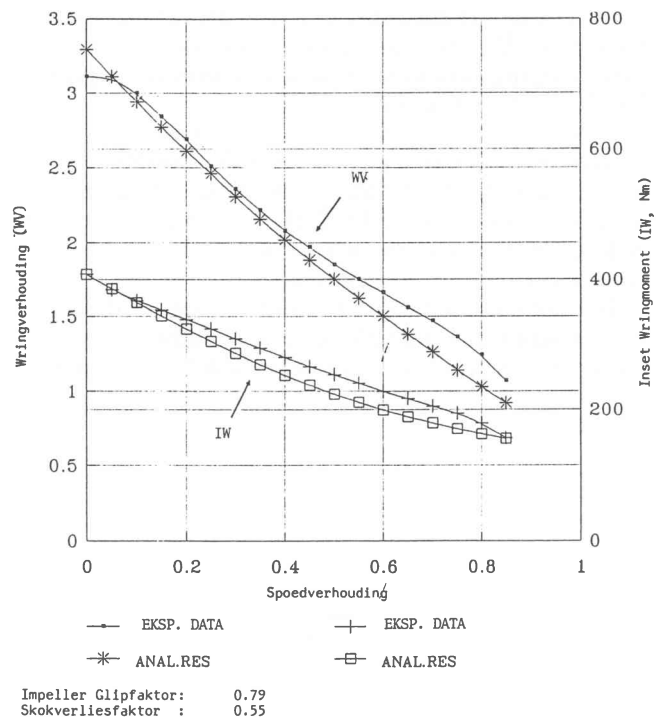
Figuur 6 – Korrelasie tussen eksperimentele en gepubliceerde data: MS 74 0.93



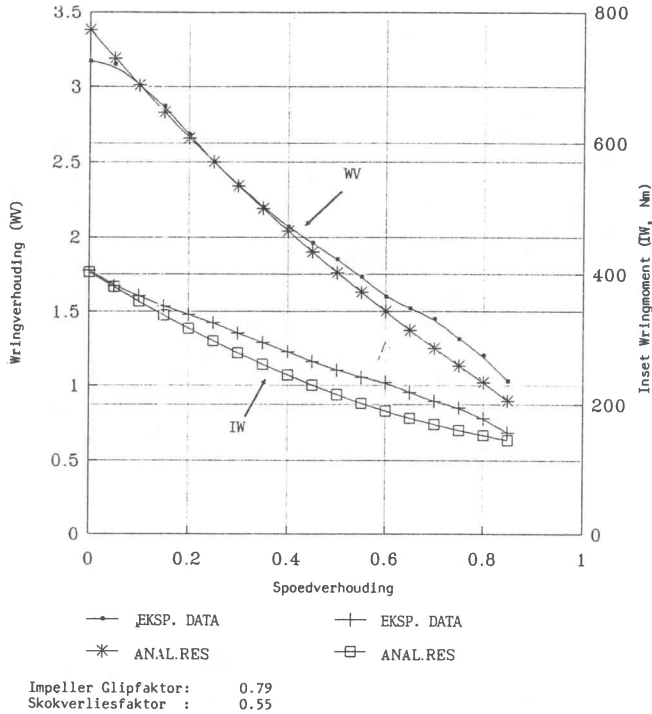
Figuur 7 – Korrelasie tussen eksperimentele en analitiese resultate: SAC 5



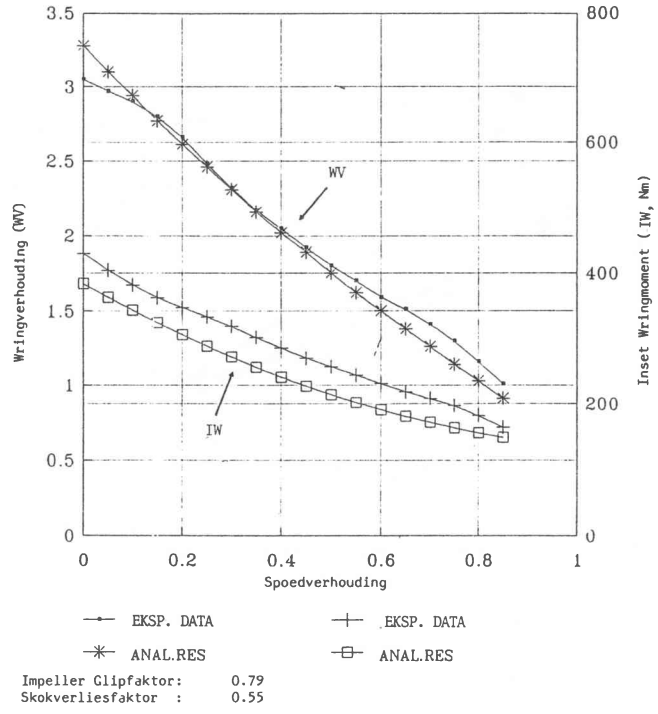
Figuur 8 – Korrelasie tussen eksperimentele en analitiese resultate: SAC 8



Figuur 9 – Korrelasie tussen eksperimentele en analitiese resultate: SAC 10



Figuur 10 – Korrelasie tussen eksperimentele en analitiese resultate: SAC 14



Figuur 11 – Korrelasie tussen eksperimentele en analitiese resultate: SAC 18

Gevolgtrekking & aanbeveling

Die hidrodinamiese eienskappe van die wringomsetters kan oor die volle bedryfsbereik redelik goed met die analitiese model bepaal word. Die analitiese model kan verder vir die spesifieke konfigurasie in hierdie artikel beskryf, gebruik word om teen 'n hoë vertrouensvlak modifikasies op bestaande ontwerpe te doen.

Die nut van rekenaarmodelle, soos dié van Groiss [4] en Lamprecht [5] om duur iterasies tydens die ontwerp en vervaardiging van wringomsetters te probeer beperk, is hopelik weer eens geïllustreer.

'n Verdere toepassing van die rekenaarmodel is die klassifikasie van parameters volgens sensitiviteit t.o.v. algehele werkverrigting van 'n spesifieke wringomsetter, soos deur Groiss [4] beskryf. Hierdie inligting kan dan gedurende die ontwerp en vervaardiging van die spesifieke wringomsetter toegepas word.

Ten slotte sou 'n mens nou aanbeveel dat verdere werk gedoen kan word om volumetriese effektiwiteitsmodelle vir wringomsetters meer gereedelik beskikbaar te maak.

Verwysings

1. Adrian, dr. F. W.; "Stromungsuntersuchungen und Analyse in Kreislauf Hydrodynamischer Wandler". Doktorale proefskrif, Ruhr University, Bochum, 1985.
2. Daugherty, R. L. and J. B. Franzini; "Fluid Mechanics with Engineering Applications", 7de uitgawe, McGraw Hill, 1982
3. Dixon S. L.; "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery", University of Liverpool, 3de uitgawe, Pergamon International Library, 1984.
4. Groiss, F. H.; "An Analysis of Hydrodynamic Torque Converters for Design Applications in Heavy Vehicles", Magistergraad verhandeling, Randse Afrikaanse Universiteit, Junie 1991.
5. Lamprecht, J.; "Die ontwerp van 'n Hidrouliese Wringomsetter", Magistergraad verhandeling, Universiteit van Pretoria, Desember 1983.
6. Numazawa, A., Ushijima F., and Fukumura, K.; "An Experimental Analysis of Fluid Flow in a Torque Converter", Toyota Motor Corporation, (Japan), International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1983.
7. Schlichting, H.; "Boundary Layer Theory", 6de uitgawe, McGraw Hill, 1968.
8. Von Backstrom, T. W.; and Reynaud, F. P.; "Torque Converter One-dimensional Computer Program", Buro van Meganiese Ingenieurswese, Universiteit van Stellenbosch, November 1986.
9. White, F. M.; "Viscous Fluid Flow", McGraw-Hill, 1974.
10. Whitfield, A., Wallace, F. J., and Patel, A.; "Performance Prediction of Multi Element Torque Converters", International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 25, Nr 2, pp 77-85, 1983.