

Nieuwe grondslagen voor de theorie van roterende overbrengingen. Deel 3

Citation for published version (APA):

Polder, J. W. (1970). Nieuwe grondslagen voor de theorie van roterende overbrengingen. Deel 3. *De constructeur*, 9(11), 63-67.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1970

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.

roterende overbrengingen

deel 3

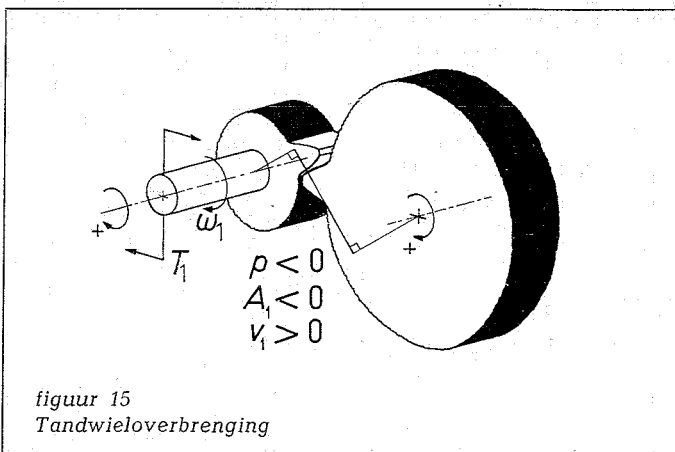
Tandwieloverbrenging

Bij een tandwieloverbrenging is er tussen ronsel en wiel geen derde constructie-element dat de rol van conductief deel vervult. Dat mag ons niet beletten er in onze theorie toch over te praten, zelfs om meer dan een reden. Het ronsel vormt het ingaand deel, het wiel het uitgaand deel. Het ronsel transformeert moment en hoeksnelheid van de ingaande as in kracht en snelheid langs de ingrijplijn. Deze kracht en snelheid worden door het wiel onmiddellijk getransformeerd tot moment en hoeksnelheid van de uitgaande as. Er is dus wel degelijk sprake van twee energietransformaties, met als duidelijke tussenstap, zie figuur 15, de energie beschreven door

$$(52) \left\{ \begin{array}{l} P_{con1} = pA_1v_{b1} \\ p = \frac{\pi}{4}\sigma_H < 0 \\ A_1 = -bh < 0 \\ v_{b1} > 0 \text{ (snelheid langs de ingrijplijn)} \end{array} \right.$$

De krachtdichtheid p is de gemiddelde waarde van de elliptisch verdeelde drukspanning op het contactvlakje, waarin de hoogste waarde de contactspanning σ_H is, zie figuur 16. De krachtdichtheid p volgens (52) of de contactspanning σ_H kan worden berekend zodra in de hoogerichting van de tand de afmeting h van het contactvlakje bekend is. Volgens Hertz is deze afmeting

$$(53) \quad h = -4 \left\{ \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right\} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)^{-1} \cdot \sigma_H$$



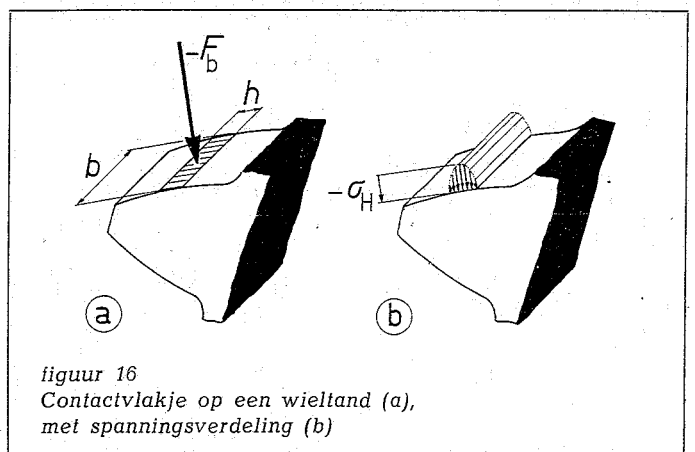
De doorsnede-oppervlakte in (52) is dus nog afhankelijk van de krachtdichtheid. Een poging om een zuiverder scheiding van de krachtdichtheid en de doorsnede-oppervlakte te bereiken leidt tot

$$(54) \left\{ \begin{array}{l} P_{con1} = p^*A^*_1v_{b1} \\ p^* = -\pi \left\{ \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right\} \sigma_H^2 < 0 \\ A^*_1 = -\frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1+\rho_2} b < 0 \\ v_{b1} > 0 \text{ (snelheid langs de ingrijplijn)} \end{array} \right.$$

In (54) herkennen wij de tandwielberekening die omstreeks 1930 ingang vond. Doordat bij de splitsing van het vermogen in drie factoren een constante gemakkelijk van de ene naar de andere factor kan verhuizen, is er geen volstrekte eensluidendheid ontstaan. De Duitse k-

Wert of Stribecksche Pressung is $k = \frac{1}{2}p^*$. De elders

in de wereld gangbare formules tonen rechtstreekse verwantschap met de krachtdichtheid volgens (54). Ook de Engelse surface stress factor S_c zou p^* zijn geworden indien de formule volgens British Standard 436 geen factor bevatte die de dynamische belasting een veel te hoge waarde toekende [14]. Daardoor moesten voor de krachtdichtheid veel hogere toelaatbare waarden worden opgegeven, globaal $S_c = 1,7p^*$.



roterende overbrengingen

De beide assen en hun gemeenschappelijke loodlijn vormen nu een rechtsdraaiend assenkruis. De afspraken en definities vormen een logisch geheel zonder tegenstrijdigheden.

Uit de algemene vertandingsregel volgt

$$(59) \quad \omega_1 r_1 \cos \beta_1 + \omega_2 r_2 \cos \beta_2 = 0$$

waardoor de overbrengverhouding wordt

$$(60) \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = - \frac{r_2 \cos \beta_2}{r_1 \cos \beta_1}$$

Omdat naar goed gebruik de tandhoeken 90° niet overschrijden, zijn de tekens van r_1 en r_2 beslissend voor het teken van i . De overbrengverhouding is negatief voor een uitwendige overbrenging en positief voor een inwendige overbrenging. In de figuren 18 tot en met 21 zijn de voorgaande regels nader uitgewerkt.

Door de askruishoek $\Sigma\beta = 0$ te kiezen ontstaat een tandwieloverbrenging met evenwijdige assen. Door vervolgens het snijpunt van de evenwijdige assen naar het eindige te halen ontstaat een kegeltandwieloverbrenging met gemeenschappelijke kegeltoppen.

De ashoek van een kegeloverbrenging is verwant met de hartafstand, niet met de askruishoek van een kruisende tandwieloverbrenging. De hartafstand van een tandwieloverbrenging ontleent zijn teken aan de oriëntatie van de tandwielen t.o.v. elkaar. Door de gebruikelijke formule

$$(61) \quad a = r_1' + r_2'$$

over te nemen, waarin r_1' en r_2' de rolcirkelstralen van de tandwielen zijn, begaan wij onze eerste en enige zonde tegen de consequente opzet van het wiskundig model. De

Men keert thans, na internationaal overleg, weer terug [19] tot de contactspanning volgens Hertz. Uit (52) en (53) met

$$(55) \quad F_b = -pA_1 \quad (\text{kracht op wielrand})$$

volgt:

$$(56) \quad \sigma_H = - \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) (-F_b)} b$$

Verdere tekenafspraken

De grote verscheidenheid in gedaanten van tandwieloverbrengingen maakt het wenselijk het onderzoek uit te breiden tot meer algemene gevallen. Dat betreft dan overbrengingen met kruisende assen: schroefwieloverbrengingen, schroefkegeloverbrengingen en wormoverbrengingen. Wanneer voor deze gevallen goede tekenafspraken kunnen worden opgesteld, is het niet moeilijk meer ook voor de bijzondere gevallen, zoals cilindrische tandwielen met evenwijdige assen of kegeltandwieloverbrengingen passende tekenafspraken te maken. De uitbreiding tot ruimtelijke configuraties betekent dat een tekenafpraak moet worden gemaakt voor een schroefing. De eerste afspraak betreft de tandhoek van een schroefvertanding.

(57) De tandhoek van een rechtse uitwendige of een linkse inwendige vertanding is positief, van een linkse uitwendige of een rechtse inwendige vertanding is negatief.

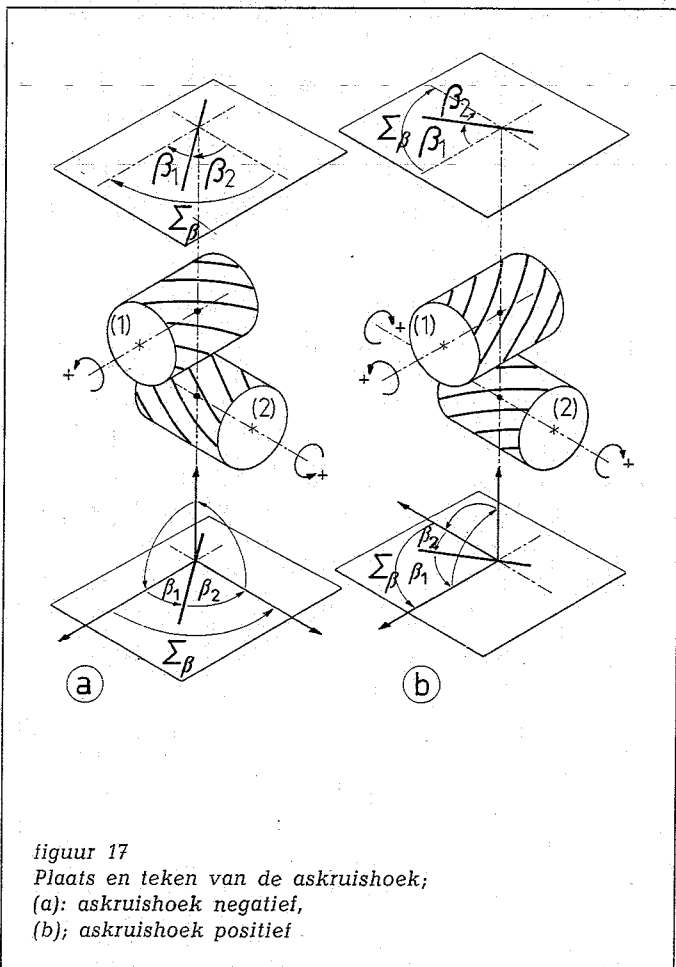
De askruishoek $\Sigma\beta$ tussen kruisende assen heeft een verband met de tandhoeken β_1 en β_2 van de beide tandwielen, dat luidt

$$(58) \quad \Sigma\beta + \beta_1 + \beta_2 = 0$$

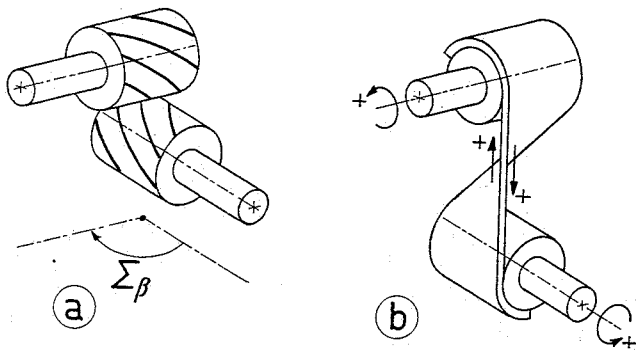
Voor een goede beoordeling van de askruishoek*) moeten wij de askruishoek beschouwen in een vlak ten opzichte waarvan de beide assen gelijk georiënteerd zijn.

Een rechtse schroefing van vlak naar assen bepaalt de positieve richting van de hoeken in het betreffende vlak, zie figuur 17. Nadat op een van de assen een positieve draairichting is aangenomen, wordt de positieve draairichting op de andere as gevonden door de ene as naar de andere te draaien over de askruishoek.

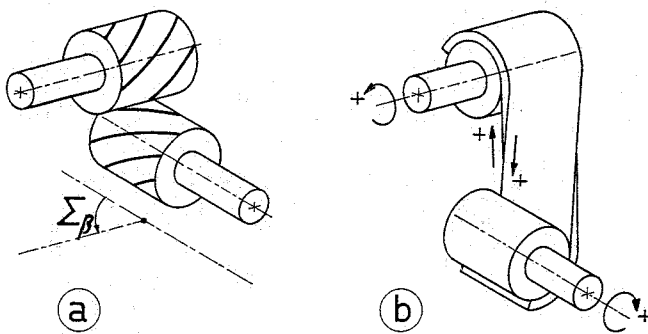
*) De ISO-commissie beperkt zich ertoe een regel te geven die de askruishoek onderscheidt van zijn supplement [20]. Onze definitie is daarmee in overeenstemming, maar kent bovendien een teken toe. Merk op dat (58) tot uitdrukking brengt dat een som van alle grootheden nul is, evenals dat het geval is in (19), (24), (59) en (63).



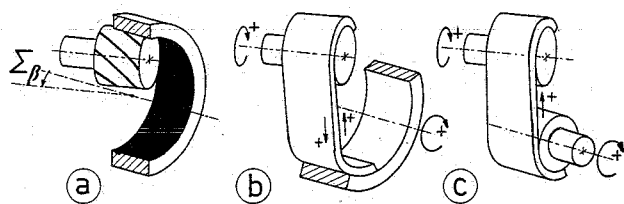
figuur 17
Plaats en teken van de askruishoek;
(a): askruishoek negatief,
(b): askruishoek positief



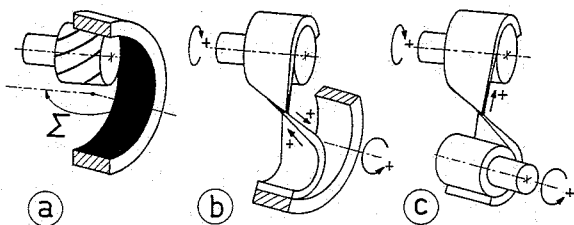
figuur 18
Uitwendige schroefwieloverbrenging ($i < 0$), (a): met negatieve askruishoek, (b): denkbeeldig conductief deel



figuur 19
Uitwendige schroefwieloverbrenging ($i < 0$), (a): met positieve askruishoek, (b): denkbeeldig conductief deel



figuur 20
Inwendige schroefwieloverbrenging ($i > 0$), (a) met positieve askruis, (b): denkbeeldig conductief deel, (c): gelijkwaardig denkbeeldig conductief deel



figuur 21
Inwendige schroefwieloverbrenging ($i > 0$), (a): met negatieve askruishoek, (b): denkbeeldig conductief deel, (c) gelijkwaardig denkbeeldig conductief deel

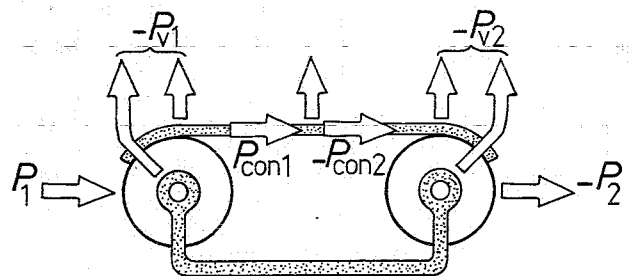
correcte formule zou luiden $a + r_1' + r_2' = 0$. De dogmatische regel: „som van alle grootheden is nul” zou een uitwendige overbrenging een negatieve hartafstand geven. De afwijking van de wiskundige regel geeft geen moeilijkheden in het wiskundig model, zodat wij in dit geval de gangbare praktijk kunnen volgen. Een uitwendige overbrenging heeft dus een positieve hartafstand, een inwendige overbrenging een negatieve hartafstand. Hetzelfde lot ondergaat de ashoek van een kegeltandwiel-overbrenging

$$(62) \quad \Sigma \delta = \delta_1 + \delta_2$$

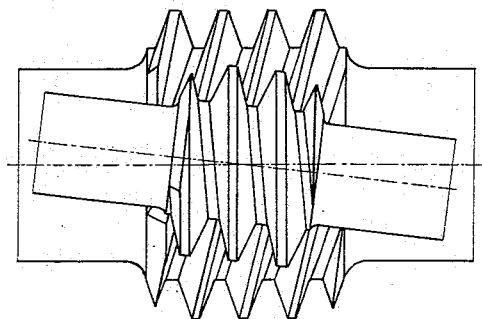
De principieel verschillende definities van askruishoek en ashoek laten toe dat (58) en (62) verschillende tekenafspraken bevatten.

Verliezen in een overbrenging

Dissipatie van vermogen (verliesvermogen) zal optreden in de lagers, op de beide plaatsen waar vermogen wordt getransformeerd en eventueel in het conductief deel, zie figuur 22. De verliezen in het conductief deel kunnen zeer belangrijk zijn, maar zij geven zelden principiële moeilijkheden, zodat wij ze onbesproken kunnen laten. De transformatieverliezen daarentegen verdienen speciale aandacht omdat zij altijd belangrijk zijn en door hun optreden op twee plaatsen een principiële merkwaardigheid bezitten. De lagerverliezen, duidelijk op meer plaatsen optredend, zijn in veel gevallen ook van groot belang. Een gevolg van het op meerdere plaatsen optreden van verliezen is de onmogelijkheid om het rendement voor een omgekeerde vermogensstroom rechtstreeks uit het oorspronkelijk rendement af te lei-



figuur 22
Vermogensstroom in een overbrenging



figuur 23
Tweeling-wormoverbrenging

roterende overbrengingen

waarin voor de tekens geldt

$$(70) \begin{cases} \mu_1 > 0 \text{ voor } \beta_1 > 0 \text{ en } P_1 > 0 \text{ of } \beta_1 < 0 \text{ en } P_1 < 0 \\ \mu_1 < 0 \text{ voor } \beta_1 < 0 \text{ en } P_1 > 0 \text{ of } \beta_1 > 0 \text{ en } P_1 < 0 \\ \mu_2 = +\mu_1 \text{ voor } \beta_1 \text{ en } \beta_2 \text{ gelijk teken} \\ \mu_2 = -\mu_1 \text{ voor } \beta_1 \text{ en } \beta_2 \text{ ongelijk teken} \\ f_1 > 0 \text{ voor } P_1 > 0 & f_2 > 0 \text{ voor } P_2 > 0 \\ f_1 < 0 \text{ voor } P_1 < 0 & f_2 < 0 \text{ voor } P_2 < 0 \end{cases}$$

den. De beruchte formule $\eta^* = 2 - 1/\eta$ is volstrekt zinloos, een overbrenging wordt niet zelfremmend, $\eta^* \leq 0$, indien of doordat het oorspronkelijke rendement onder de waarde 0,50 komt. Zou de formule gelden, dan zou ook $\eta = 2 - 1/\eta^*$ waar moeten zijn, en uit beide vergelijkingen zou $\eta = \eta^* = 1$ volgen!

De berekening van het rendement van een overbrenging lichten wij toe door het voorbeeld van een tweeling-wormoverbrenging [7]. Dat is een tandwieloverbrenging bestaande uit twee wormen, zie figuur 23, die elkaar raken volgens een puntcontact. Op worm 1 werken het wrijvingsmoment M_{w1} uitgeoefend door de lagers, het nuttige moment T_1 en de tandkracht F_1 , zie figuur 24. De richting van de tandkracht wordt bepaald door de tandhoek β_1 , de drukhoek α_n en de wrijvingshoek φ_1 . Omdat wij met correcte tekenafspraken werken, gelden voor worm 2 dezelfde betrekkingen als voor worm 1.

$$(63) \begin{cases} T_1 + M_{w1} + F_1 r_1 (\cos \alpha_n \cos \beta_1 - \tan \varphi_1 \sin \beta_1) = 0 \\ T_2 + M_{w2} + F_2 r_2 (\cos \alpha_n \cos \beta_2 - \tan \varphi_2 \sin \beta_2) = 0 \end{cases}$$

Het onderlinge verband wordt gegeven door vergelijking (60) en door

$$(64) \quad F_2 = F_1$$

$$(65) \begin{cases} \varphi_2 = +\varphi_1 \text{ voor } \beta_1 \text{ en } \beta_2 \text{ gelijk teken} \\ \varphi_2 = -\varphi_1 \text{ voor } \beta_1 \text{ en } \beta_2 \text{ ongelijk teken} \end{cases}$$

Het rendement van de tweeling-wormoverbrenging is

$$(66) \quad \eta_{2/1} = -\frac{\omega_2 T_2}{\omega_1 T_1} = \frac{1 - \frac{\tan \varphi_2}{\cos \alpha_n} \tan \beta_2 + \frac{M_{w2}}{r_2 F_2 \cos \alpha_n \cos \beta_2}}{1 - \frac{\tan \varphi_1}{\cos \alpha_n} \tan \beta_1 + \frac{M_{w1}}{r_1 F_1 \cos \alpha_n \cos \beta_1}}$$

Door het invoeren van de afkortingen

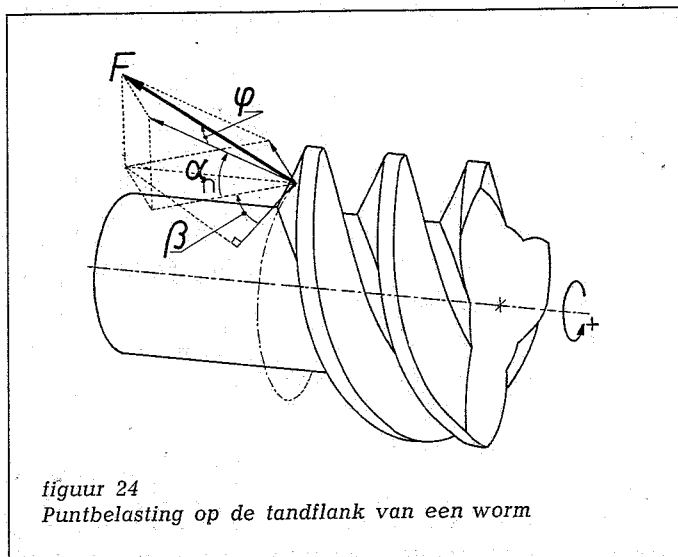
$$(67) \begin{cases} \mu_1 = -\frac{\tan \varphi_1}{\cos \alpha_n} \\ \mu_2 = -\frac{\tan \varphi_2}{\cos \alpha_n} \end{cases}$$

$$(68) \begin{cases} f_1 = \frac{M_{w1}}{r_1 F_1 \cos \alpha_n} \\ f_2 = \frac{M_{w2}}{r_2 F_2 \cos \alpha_n} \end{cases}$$

wordt het rendement

$$(69) \quad \eta_{2/1} = \frac{1 + \mu_2 \tan \beta_2 + f_2 / \cos \beta_2}{1 + \mu_1 \tan \beta_1 + f_1 / \cos \beta_1}$$

Opnieuw zien wij dat er slechts één formule nodig is, geldig voor alle kruisende tandwieloverbrengingen met puntcontact en voor alle toestanden waarin de vermogensstroom kan verkeren. De verschillende toestanden



figuur 24
Puntbelasting op de tandflank van een worm

hangen samen met de getalwaarde en vooral met het teken van de grootheden.

Is worm 1 drijver en worm 2 volger, dan kan men een waarde $\eta_{2/1} < 1$ verwachten. Is worm 1 volger en worm 2 drijver, dan wordt $\eta_{2/1} > 1$. De teller in (69) kan nul worden of zelfs negatief. Een negatief rendement betekent dat de beide vermogens hetzelfde teken hebben en dus beide positief zijn. Zo'n toestand, waarin van beide zijden vermogen moet worden toegevoerd om beweging mogelijk te maken, heet zelfremming. Het woord zelfremming duidt aan dat er geen beweging optreedt indien van één zijde af wordt getracht vermogen toe te voeren. De toestand waarin de overbrenging verkeert omvat meer dan alleen die blokkering. Hoe groot het op het ene asend uitgeoefend moment ook is, de hoekverdraaiing zal niet meer zijn dan de beweging van het andere asend toelaat. De overbrenging kan voor beide aandrijfrichtingen vrij zijn van zelfremming, kan voor één aandrijfrichting zelfremmend zijn en voor de ander niet, of voor beide aandrijfrichtingen zelfremmend.

De waarde van het rendement wordt bepaald door verscheidene grootheden, waarbij de tandhoeken β_1 en β_2 wel een zeer grote rol spelen. Dat komt tot uiting in het belangrijkste verschil tussen een gewone wormoverbrenging en een tweeling-wormoverbrenging. Een gewone wormoverbrenging heeft een rechtse worm en een rechts wormwiel, of eventueel beide links. Een tweeling-wormoverbrenging heeft een rechtse en een linkse worm. Wegens (65) treedt een tekenverschil op in de berekening van (69) met een voor de tweeling-wormoverbrenging zeer gunstig gevolg. Terwijl voor één aandrijfrichting zelfremming kan optreden, kan voor de andere aandrijfrichting een opvallend hoog rendement worden bereikt.

Conclusie

De geldigheid van een formule mag niet worden beperkt wanneer in de gegevens of in de uitkomsten de getalwaarden buiten een traditioneel gebied komen. Het verminken van de formules maakt een verdieping van het inzicht onmogelijk. Daarom moet steeds met formules worden gewerkt die algemene geldigheid bezitten. Aan de betekenis van getalwaarden en hun tekens wordt grote aandacht geschonken. De tekenafspraken en de afleiding van de formules zijn uitvoerig onderzocht, waarbij essentiële achtergronden en samenhangen met andere vakgebieden duidelijk worden. Het verkregen inzicht maakt het mogelijk de tekenafspraken tenslotte toch weer eenvoudig te houden, terwijl de formules zo simpel zijn geworden dat zij nauwelijks meer een rol schijnen te spelen. Zowel eenvoudige als ingewikkelde overbrengingssystemen kunnen moeiteloos volledig worden onderzocht.

Overgenomen uit 'De Ingenieur' juli 1970

LITERATUUR

- [1] Dijksterhuis, E. J.: The principal works of Simon Stevin. Swets & Zeitlinger, Amsterdam, 1955
- [2] Davis, H. F.: Introduction to vector analysis. Allyn and Bacon, 1961
- [3] Terplán, Z.: Verschiedene Methoden für die analytische Untersuchung der einfachsten Planetenrädergetriebe. Acta Techn. Hung. 49 (1964), p. 437-451
- [4] Levai, Z.: Analytische Untersuchung elementarer Planetengetriebe. Acta Techn. Hung. 49 (1964), p. 357-371
- [5] Poppinga, R.: Stirnrad Planetengetriebe. Franck'sche Verlagshandlung, Stuttgart, 1949
- [6] Prins, G. en P. Aberkrom: Vermogensstromen in planeetwielmechanismen. De Ingenieur (1968) W 75-W 86
- [7] Popper, P. and D. W. Pessen: The twinworm drive; a self-locking worm-gear transmission of high efficiency. Transactions of the ASME, Journ. of Eng. for Industry, (1960) p. 191-199
- [8] Schlösser, W. M. J. en W. F. T. C. Olderaan: Een analogontheorie van de aandrijvingen van de roterende beweging. De Ingenieur (1961) W 99-W 105
- [9] Polder, J. W.: Relation between the PVT-equation and the flash-temperature equation. Proc. of the int. conf. on gearing, p. 473. Inst. of Mech. Eng., London, 1958
- [10] Ore, O.: Theory of graphs. Am. Math. Soc., 1962
- [11] Roe, P. H. O'N.: Networks and systems. Addison-Wesley, Reading, 1966
- [12] Blackwell, W. A.: Mathematical modeling of physical networks. MacMillan, New York, 1968
- [13] Belevitch, V.: Classical network theory. Holden-Day, San Francisco, 1968
- [14] Merritt, H. E.: Gears. Pitman and Sons, London, 1961
- [15] Merritt, H. E.: Gear trains. Pitman and Sons, London, 1947
- [16] Wolf, A.: Die Grundgesetze der Umlaufgetriebe. Schriftenreihe Antriebstechnik, Heft 14. Vieweg und Sohn, Braunschweig, 1958
- [17] Polder, J. W.: A network theory for variable epicyclic gear trains. Dissertatie, Eindhoven, 1969. Eigen uitgave
- [18] NEN 5276. Tandwielen. Algemene meetkundige begrippen. Benamingen en definities. Viertalige woordenlijst. Nederlands Normalisatie-instituut, Rijswijk, 1966
- [19] Voorlichtingsbladen voor de Metaalindustrie, verzorgd door werkgroep Tandwielen van de FME:
VM 09-01 Cilindrische tandwielen. Inleiding (1964)
VM 09-02 Symbolen, begrippen en formules (1964)
VM 09-03 Geometrie van de uitwendige overbrenging (1967)
VM 09-04 Belastbaarheid van metalen tandwielen (ter perse)
Uitgave H. Stam, Culemborg
- [20] Draft ISO Recommendation No. 888: International vocabulary of gears. Proposed by Technical Committee ISO/TC 60-Gears, 1965

BOEKBESPREKING

J. Leenders

Technische Uitgeverij H. Stam N.V., Culemborg

2e druk 1970

184 blz., 531 fig.

f 15,—

Mechanische metaalbewerking

Dit boekje, bestemd voor het MT-onderwijs, maakt een goede indruk. Ten opzichte van de eerste druk zijn hoofdstukken over „Boren en ruimen”, „Zagen”, en „Nieuwe metaalbewerkings-technieken” toegevoegd. In een volgende druk zal zeker aandacht besteed (moeten) worden aan geprogrammeerde besturingen. Een onderwerp dat praktisch even oud is als de metaalbewerking maar dat vaak stiefmoederlijk wordt bedeed — t.w. het opspannen van werkstukken — krijgt hier de aandacht die het verdient; ook voor de toekomst zal dat noodzakelijk zijn. Een koppeling met de beschikbare meetmethoden ter vaststelling van de opspannauwkeurigheid zal nauwelijks uit kunnen blijven. Gaan we ervan uit dat de bij te brengen basiskennis binnen het kader van 184 pagina's te omschrijven moet zijn, dan zal de auteur „de kunst van het weglaten” moeten gaan beoefenen. Op zich zelf behoeft dit geen onbevredigende bezigheid te zijn, van de auteur mag worden verwacht dat hij ook voor de „education permanente” van de afgestudeerde MTS-leerling nog een waardevolle bijdrage kan leveren.

H. H. Gijzels en H. van den Berg

Technische uitgeverij H. Stam N.V., Culemborg

4e druk 1970

232 blz. A4, losse oefenmap

f 26,—

Tekenen, tekeninglezen en schetsen

Boeken als dit plegen pas een herdruk te beleven wanneer de genormaliseerde tekencode wordt uitgebreid of wijzigingen ondergaat. Speciaal wanneer het om wijzigingen gaat, blijken de normalisatie-instituten het de auteurs niet gemakkelijk te maken. Hoe is het anders te verklaren dat de ingetrokken voorlopige norm V1035 nog wordt genoemd en dat de opmerking, welke vermeldt dat de Uniedraad de Whitworthdraad zal gaan vervangen, is gehandhaafd?

Het losse boekje met normbladcopieën is niet meer aan de oefenmap toegevoegd; overbodig geworden of zijn de auteursrechten te hoog?

Normalisatie-instituten wordt vaak verweten dat zij niet voldoende anticiperen op ontwikkelingen die in de industrie gaande zijn. In vragende vorm zou dat wellicht ook van dit boek gezegd kunnen worden. Is de kans niet gemist tenminste iets te zeggen over numeriek bestuurd tekenmachines, de vorminformatie benodigd door numeriek bestuurd bewerkingscentra en de moderne administratieve verwerking van stuklijsten?

Was 17 jaar geleden, blijkens een „Ten geleide”, de koppeling met het leervak Mechanische Technologie en de werkplaatsoefeningen modern, nu zouden we een combinatie met het vak constructieleer meer waarderen. Gezien een voorgaande publikatie van één der auteurs, moet hij voor een dergelijke opzet ontvankelijk zijn.

Uit een oogpunt van tekentechniek valt op dit boek niets aan te merken.