

Het voorspellen van dynamisch gedrag en positioneringsnauwkeurigheid van constructies en mechanismen (3)

Citation for published version (APA):

Hoek, van der, W. (1967). Het voorspellen van dynamisch gedrag en positioneringsnauwkeurigheid van constructies en mechanismen (3). *Polytechnisch tijdschrift. Werktuigbouw*, 22(18), 763-769.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1967

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.

Het voorspellen van dynamisch gedrag en positioneringsnauwkeurigheid van constructies en mechanismen

PROF. IR. W. VAN DER HOEK*

3**

13. Samenvatting van deel 1 en 2

De hele theorie samenvattend „in a nutshell” kan men stellen:

Zomin als men in de techniek kan spreken over een as $\phi 30$ mm (er moet altijd een tolerantie bij gegeven worden: $30 h_6$ of $30 \pm 0,1$) zomin kan men spreken van een slag of opzethoogte $h_m = 100$ mm. Ook hierbij hoort een zekere tolerantie b.v. $h_m = 100 \pm 1$.

In deze tolerantie is in de eerste plaats begrepen de vaste afwijking ten gevolge van *maatafwijkingen* van de onderdelen. Daarnaast is er zuiver statisch gezien ook de *onbepaaldheid* van *plaats* door reële of virtuele speling. Tenslotte is er de *dynamische* plaatsafwijking ten gevolge van trillingen, veroorzaakt door en tijdens de opzet.

De relatieve dynamische plaatsnauwkeurigheid u_o/h_m hangt bij een gegeven bewegingsvergelijking af van de grootte $\tau = T/t_m$ (waarin $T =$ eigen trillingstijd van betrokken constructie; $t_m =$ opzettijd). Voor een scheve-sinusbeweging geldt b.v.

$\tau = \frac{T}{t_m}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	1
u_o (in % van h_m)	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{4}$	1	2,5	5	10	21	50

Het voorschrijven van een bepaalde tolerantie voor h_m betekent dus het geven van een maximum-waarde van $\tau = T/t_m$.

Bij een gegeven constructie (met eigen trillingstijd T) komt dit neer op een zeker minimum voor t_m ; dus op een bepaald maximumtoerental bij een gegeven opzethoek. Wil men daarentegen een bepaalde t_m realiseren, dan weet men nu hoe groot T hoogstens mag zijn, en aangezien in een zekere benadering te stellen is $T = 2\pi \sqrt{m/c}$ (waarin $m =$ op te zetten massa; $c =$ stijfheid van het opzetmechanisme), weet men dus hoe licht en hoe stijf men moet construeren.

Algemeen geldt: hoe lichter hoe beter; daarnaast zou ook gelden: hoe stijver hoe beter, ware het niet dat de constructie daarmee zéér gevoelig wordt voor *stoten*. Stoten treden b.v. op bij hartschijven, of waar een nokrol op een oneffenheid stoot, of na het doorlopen van speling. Bij zo'n stoot wordt — zolang er althans geen „uitsmeden” plaatsvindt — kinetische energie ($\frac{1}{2} m v_b^2$) omgezet in potentiële energie van het massaveersysteem ($\frac{1}{2} c x^2$). De grootste optredende kracht is dan

$$K_{\text{stoot}} = v_b \sqrt{m \cdot c} \quad (\text{waarin } v_b = \text{botssnelheid}).$$

Licht construeren beperkt nu K_{stoot} , maar door stijf te construeren maakt men hem juist groot! Blijkbaar moet men dus voor een goed dynamisch gedrag niet alleen licht én stijf construeren, maar ook de spelingen e.d. zodanig beperken dat de optredende botssnelheden voldoende

klein zijn om ook bij verhoogde stijfheid nog geen ontoelaatbare stootkrachten te geven.

In de huidige praktijk zijn veelal de stootkrachten ten gevolge van het doorlopen van speling vele malen groter dan de nominale versnellingskrachten; de spelingen zijn dus zonder meer de „bottleneck” bij het streven naar een goed dynamisch gedrag. Daarnaast kan men stellen dat in het algemeen door lichter te construeren, veel verbetering bereikt kan worden. Tenslotte blijkt dat opzetconstructies vaak te slap en arréts vaak te stijf zijn.

In deel 1 en 2 werd er naar gestreefd om met een minimum aan theorie toch een fundamenteel inzicht te geven in deze materie.

Op grond van de gegeven formules kan men zich reeds in de ontwerpfase een indruk vormen van het dynamisch gedrag van een machine en dit niet alleen kwalitatief, maar — met een redelijke mate van nauwkeurigheid — zelfs kwantitatief. Beschreven werd hoe men de hiervoor benodigde numerieke gegevens (massa, veerstijfheid, speling, enz.) reeds tijdens de ontwerpfase kan berekenen uit de gegevens van de diverse onderdelen en hoe men met eenvoudige statische metingen (b.v. aan het prototype) deze gegevens nader kan controleren.

14. Toepassing en praktijkresultaten van deze statische metingen („hysteresislussen”)

Het onderzoeken van bestaande machines en mechanismen met deze metingen is bijzonder zinvol gebleken: in vrijwel alle gevallen maakt het een snelle diagnose mogelijk.

Reeds in de ontwerpfase kan men de meting bij wijze van gedachtenexperiment uitvoeren om zich zo alvast een voorstelling te kunnen maken van de te verwachten gedaante van hysteresislus. Als hulpmiddel hierbij is een simpel kracht-weg-meet-apparaatje gebouwd uit FAC-onderdelen. Hierop kan men uit veren, fricties en spelingen een eenvoudig vervangingsmodel opbouwen van het mechanisme en daarvan de hysteresislus opnemen.

Statische metingen in de montagewerkplaats aan het prototype geven dan de gelegenheid om in een vrij vroeg stadium (vaak nog lang voordat de machine in bedrijf komt) de verwachtingen te toetsen aan de werkelijkheid en het dynamisch gedrag meer in detail te voorspellen.

Vaak kan in dit stadium met een kleine constructiewijziging nog een belangrijke verbetering bereikt worden. Onverwachte afwijkingen zijn veelal terug te voeren tot montagefouten die men anders pas veel later en soms niet dan met de grootste moeite had teruggevonden.

Voldoet het prototype dan kan men aan de hand van de opgemeten lussen een voorschrift opstellen waaraan de resultaten van metingen aan volgende machines moeten voldoen, wil het dynamisch gedrag aan de eisen beantwoorden. Als steekproef of honderd-procentscontrole in seriefabricage of als „afnamecontrole” kan een statische meting dan objectiever en dikwijls ook belangrijk goedkoper zijn dan „proefdraaien”. Voor proefdraaien moet de machine immers geheel afgebouwd en in werking gesteld worden, hoewel men hem daarna voor verzending toch veelal vergaand moet ontmantelen. Bovendien kan een goede machine bij ondeskundige bediening of ongeschiktheid van het te verwerken materiaal, slechte resultaten geven, terwijl an-

* N.V. Philips' Gloeilampenfabrieken, Eindhoven, Hoofd-Industriegroep Radio, Grammofoon en Televisie, afdeling Bedrijfsmechanisatie.
** Deel 1 en 2 P.T. Werktuigbouw 22 (16) 671, (17) 734 (1967)

derzijds een „duivelskunstenaar” ook een slechte machine wel aan het draaien krijgt.

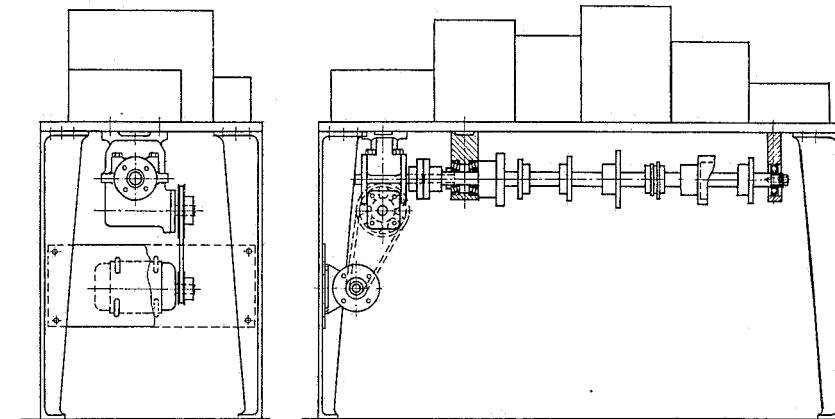
Tenslotte zijn bij preventief onderhoud dergelijke statische metingen heel geschikt als controle op slijtage, toegenomen speling of ontregeling.

In de hierna volgende voorbeelden zijn enkele gemeten hysteresislussen weergegeven en is de interpretatie daarvan vermeld in de vorm van een vervangingschema of mathe-

matisch model, waarbij de numerieke waarde van de verschillende grootheden uit de lus is af te leiden.

Voorts is schetsmatig weergegeven een aantal op grond hiervan ingevoerde constructiewijzigingen in machines en mechanismen, ter verbetering van het dynamisch gedrag.

Hieronder volgen 18 voorbeelden



20.

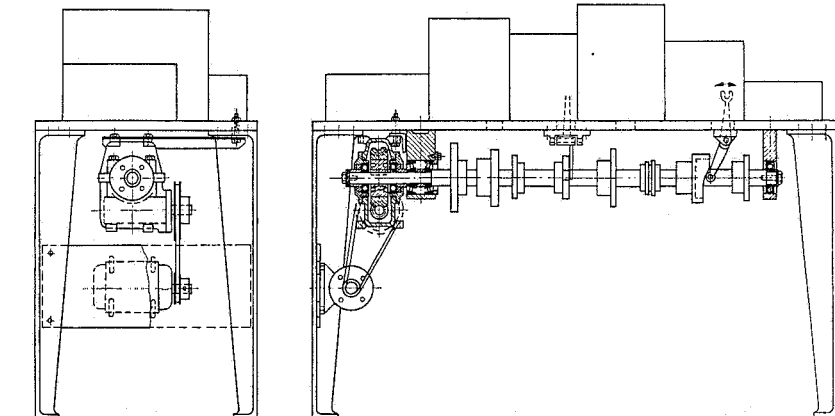
1. (figuur 20)

Gebruikelijke aandrijving van een nokkenas: De wormkast zit vast op het freem en moet goed uitgelijnd worden ten opzichte van de nokkenas. Toch is meestal een flexibele koppeling vereist.

Uiteindelijk is de hoekstijfheid van de nokkenas veelal te laag en is er o.a. in de diverse spieën nogal veel speling.

2. (figuur 21)

Hier zit de wormkast vast op de overhangende nokas (die bovendien nog wat dikker, dus buigings- en torsiestijver gekozen is) en wordt hij met een (lang) stuk hoekijzer geborgd tegen draaien. De schets heeft betrekking op een praktijkgeval, waarbij bij maximumkoppel het gewicht van de wormkast juist werd gecompenseerd door de resultante van riemtrek en hoekijzeroplegreactie.



21.

3. (figuur 22)

Voorbeeld van een conventionele nokkenas met relatief geringe stijfheid tegen torsie en zijdelingse uitbuiging en met mogelijke speling in de spieën. Als alternatief een als „trommelrotor” uit pijpstukken opgebouwde en door een trekstang bij elkaar gehouden stijve nokkenas zonder speling. Bij het instellen van de nokschijven onder de juiste hoek en eventueel het naderhand bijstellen daarvan, moeten de aangrenzende pijpstukken tijdelijk tegen rotatie worden geborgd. Ze zijn daartoe van enkele draadgaatjes voorzien, die ook van nut waren bij het onvervormd opspannen op de draaibank.

4. (figuur 23)

Principeschets van een veel voorkomende constructie:

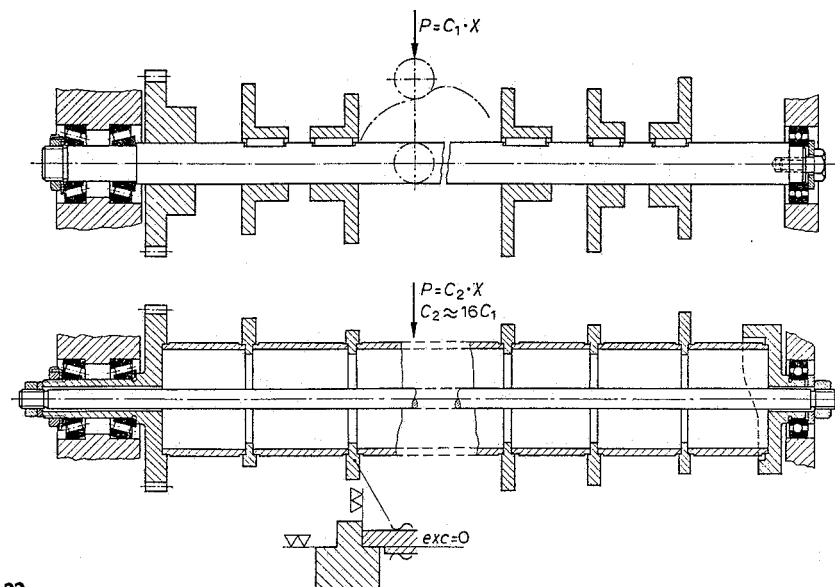
relatief veel tandwielen in de aandrijving, 3 nokkenassen in serie, gekoppeld door conische tandwielen. Het geheel heeft (zeker na een bepaalde bedrijfstijd) veel speling en is relatief torsieslap.

5. (figuur 24)

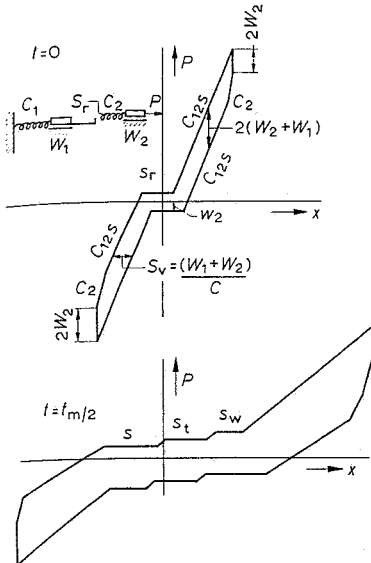
Een gedeeltelijk spelingvrije opzet kan verkregen worden door de drie in serie geschakelde nokkenassen vóór te spannen door b.v. een kettingoverbrenging tussen een vast kettingwiel op de eerste en een verend voorgespannen wiel op de laatste as. Toch is het hierdoor gecreëerde „rondlopende vermogen” door de aandrijving een bezwaar: onnodige slijtage enz.

6. (figuur 25)

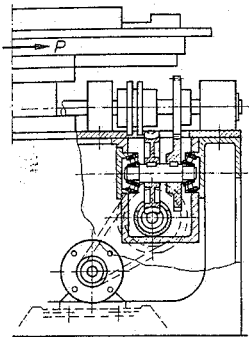
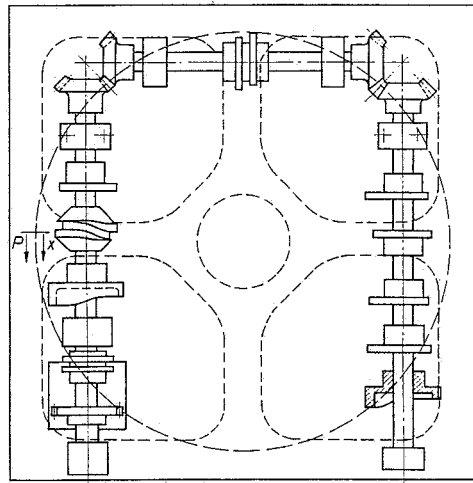
De speling in de seriegeschakelde nokkenassen wordt aan één kant gehouden b.v. door een mechanisch geregelde of elektrisch periodiek te lossen rem.



22.



hysteresislus gemeten aan draaitafel



23.

7. (figuur 26)

Hier staan de assen niet in serie, maar parallel; ze worden aangedreven met een eigen worm en wormwiel. De constructie heeft minder speling en is torsiestijver. Vooral de onderlinge beïnvloeding van beide assen is veel geringer: een koppel in de ene as komt — gedeeld door de overbrengingsverhouding van b.v. 20 — als een veel kleiner koppel in de wormas terecht; de daardoor veroorzaakte hoekverdraaiing komt, wéér gedeeld door de overbrengingsverhouding, in de andere nokkenas; de onderlinge beïnvloeding is dus 400 maal zo gering.

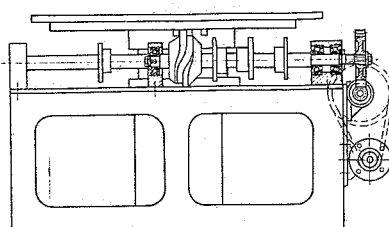
8. (figuur 27)

In deze schets is de molenomzet uitgevoerd met een éénflenzige omzetschijf en een tweede éénflenzige hulpschijf, die axiaal verend voorgespannen zit op de nokkenas.

De ene (vaste) schijf is nauwkeurig bewerkt en bepaalt de plaats van de draaitafel; de andere schijf volgt wat ruwer ongeveer dezelfde beweging en zorgt voor verende aandrukking. De rollen die in bedrijf zijn, hebben steeds met maar één flens te maken en hebben dus een eenduidige draairichting.

Bij de hier geschetste constructie blijft nog het nadeel bestaan dat de lagering van de omzetschijf moeilijk axiaal voldoende voor te spannen is en dat de stijfheid tegen torsie en zijdelingse afbuiging vrij zeker niet groot genoeg is.

26.

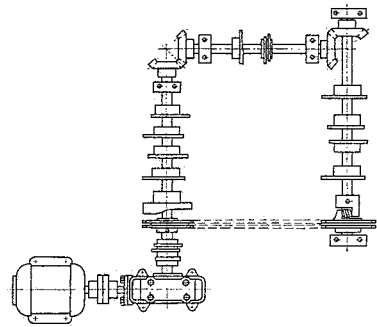


9. (figuur 28)

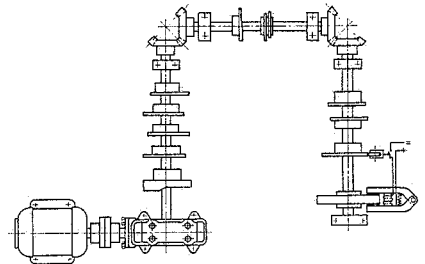
In deze tekening is ook het bezwaar van figuur 27 ondervangen. De axiaal verend voorgespannen hulpschijf zit op een eigen as en de eigenlijke omzetschijf is één geheel met het wormwiel en zit met behulp van conische rollagers axiaal stijf gemonteerd op een korte stilstaande as. Deze constructie is heel stijf, en eenvoudig te monteren.

10. (figuur 29)

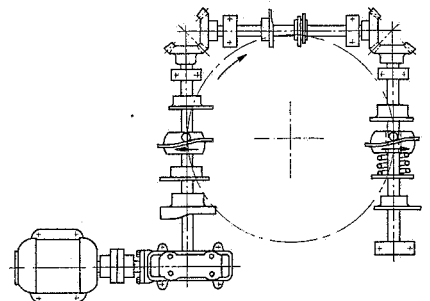
De vraag dringt zich op: Waarom zou men het „remvermogen” van de molen vernietigen in de dure wormkast als het ook zou kunnen in



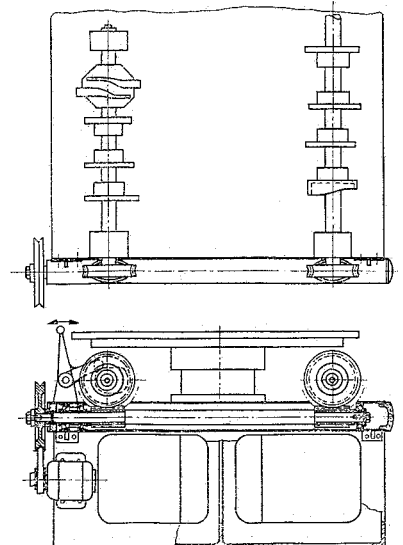
24.



25.



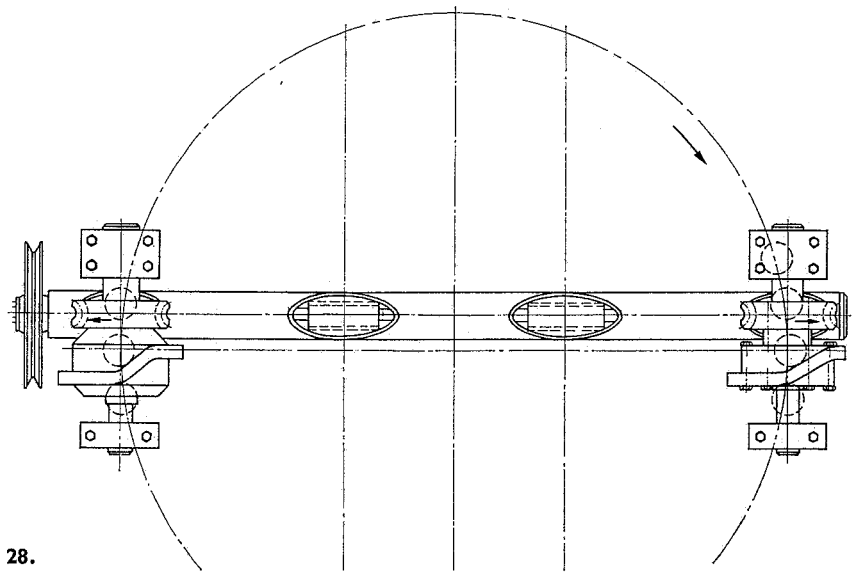
27.



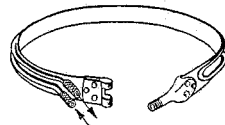
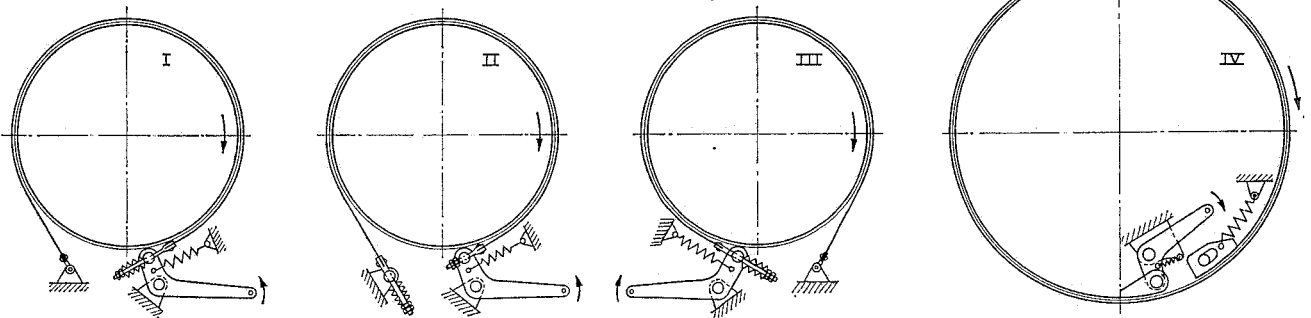
een daar speciaal voor bedoelde rem? In de schets is gegeven een met water gekoelde bandrem. De remvoering zit tegen de molen en dient tevens als warmteïsolatie tussen molen en remvlak.

De wrijvingscoëfficiënt kan sterk variëren; dit is gedeeltelijk te ondervangen door niet stropend te remmen, zoals in I, maar „meegevend” als in II en III, met een geregelde veerspanning, die steeds iets groter is dan de op dat moment gewenste omtrekremkracht. De veerspanning wordt bijvoorbeeld door een nokschijf zo geprogrammeerd, dat hij steeds licht positief is, maar naar behoefte versterkt wordt tijdens de vertragsperiode van de molenopzet.

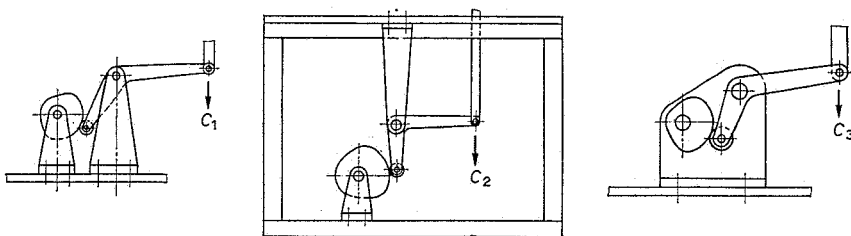
De aanlegdruk van de bandrem past zich automatisch aan bij de momentane waarde van de wrijvingscoëfficiënt; bij een variatie in wrijvingscoëfficiënt van een factor 4 varieert het remkoppel nu ca. een factor 1,5 tegen een factor 15 à 20 bij stropend remmen.



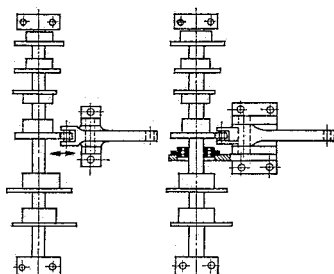
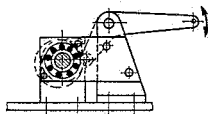
28.



29.



$$C_3 \gg C_1 \gg C_2$$



30.

In de meeste gevallen zal een uitvoering volgens II de voorkeur verdienen boven die volgens III, want bij lossen van de rem blijft in II de speling tussen draaitafel en omzetschijf steeds tegen één kant weggedrukt.

Om minder kans te lopen dat er remvoering-slijpsel in het mechanisme terechtkomt, is een inwendige, meegevende, op stuk belaste rem ontworpen — zie IV.

11. (figuur 30)

Links twee voorbeelden van veel voorkomende constructies met grote krachtweg, waardoor de constructie aan stijfheid inboet (het zogenaamde palmboveneffect: de lagerstoelen van nokas en hefboom veren onder belasting uit elkaar).

Rechts is een oplossing gegeven door een plaat die de krachtweg verkleint:

$$C_3 \gg C_1 \gg C_2$$

De onderste schets geeft aan hoe een bij montage van de nokkenas los opgeschoven Fafnir-lager naderhand benut kan worden om de nokkenas nog eens extra te koppelen met de lagerstoel van een nokrolhefboom en daarmee de

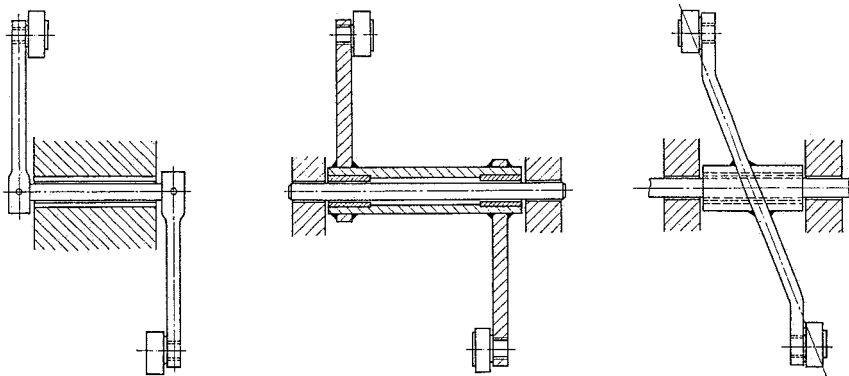
stijfheid tegen zijdelingse uitbuiging van beide aanzienlijk te vergroten.

12. (figuur 31)

Enkele uitvoeringen van hefboomen met nokrollen, waarbij er naar gestreefd is het torsiemoment te elimineren. De eerste schets geeft een heel gebruikelijke uitvoering die echter bij auto's „torsievering” heet, de tweede is al stijver

$$(l_{buis} \gg l_{as}).$$

Bij de derde is ook de torsie in de armen zelf praktisch geëlimineerd. De losse details geven aan hoe dit kan bij uit vlakke strip gemaakte hefboomen, met name als daar tevens nog een beperkte instelmogelijkheid gevraagd wordt.



13. (figuur 32)

De linkerschets heeft een minder stijve constructie uit op zichzelf toch stijve elementen. De stijfheid C_1 , ter plaatse van de uitgang van het overbrengingsmechanisme wordt bepaald door het kwadraat van de overbrengingsverhouding (zie inzet linksboven). De nokslag van 8 mm wordt in dit voorbeeld vergroot tot 80 mm, dus de overbrenging is 1 op 10. De uiteindelijke stijfheid wordt nu

$$C_1 = \frac{C}{100} \text{ (zie figuur).}$$

In de rechter schets is de nokslag vergroot tot 40 mm. Daarmee is de overbrenging nog

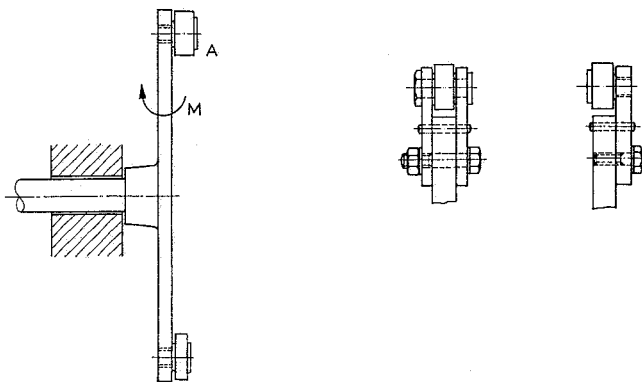
slechts 1 op 2 en $C_2 = \frac{C}{4} = 25 C_1$. Deze

constructie kan dus in principe (als de speling geen roet in het eten gooit!) ongeveer vijfmaal zo snel lopen als de vorige.

14. (figuur 33)

Lagering van een omzetschijf met gemeten hy-

31.



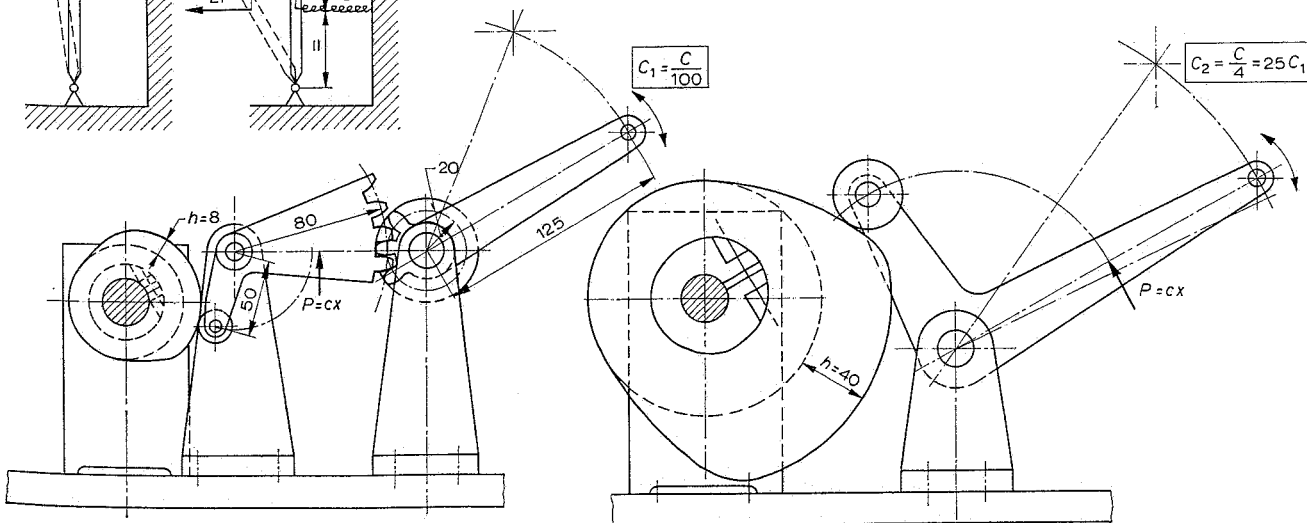
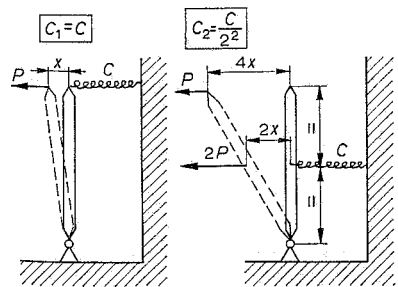
steresislus; getrokken de meting op het linker lager, gestippeld die op het rechter lager.

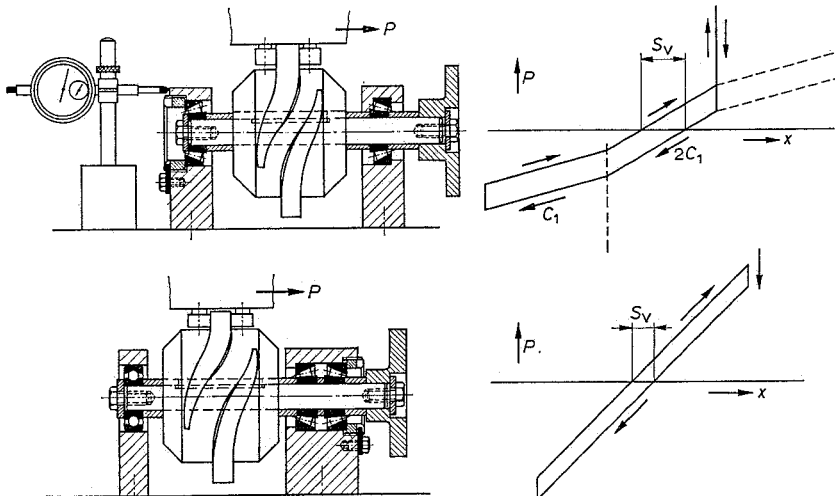
Conclusie: De axiale voorspanning in de conische rollagers (die minstens een half P_{max} moest zijn) is onvoldoende. Bij toenemende P veren aanvankelijk beide lagerstoelen (stijfheid $2c_1$); op een gegeven moment is de linker

ageert op verdere vergroting van P oneindig stijf), terwijl het rechter lager nu verder alles alléén te verduren krijgt en met een lagere stijfheid (c_1) doorveert.

In de tweede schets zijn beide voorgespannen lagers in één (stijvere) lagerstoel opgenomen; het linker lager is alleen maar een stuur- of staartlager. De stijfheid is groter en belastings-

32.





33.

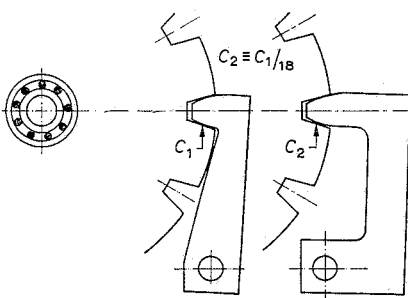
onafhankelijk, bovendien is de interne wrijving kleiner, waardoor de virtuele speling

$$S_v = \frac{2W}{c}$$

merkbaar kleiner uitvalt.

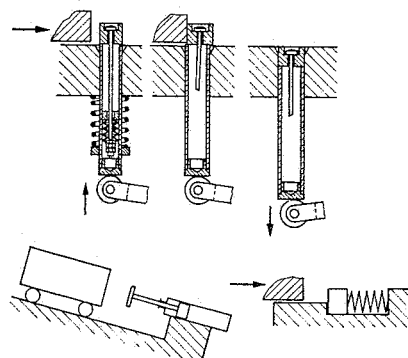
15. (figuur 34)

De voorgaande reeks voorbeelden betref aan-



34.

36.



drijvingen en opzetmechanismen. Zoals in het 10e hoofdstuk is gesteld, zijn deze in de praktijk meestal (te) slap geconstrueerd. Voor het verkrijgen van een voldoende nauwkeurige positionering zijn dan veelal arrêts en aanslagen noodzakelijk. De praktijk wijst uit dat deze nu meestal juist weer (te) stijf zijn geconstrueerd, zodat het compromis tussen plaatsafwijking en stootkracht (te veel) ligt aan de kant van wel grote nauwkeurigheid, maar grote kracht.

Wil men een gegeven energie (b.v. $\frac{1}{2}mv^2$) opvangen in „vering” van een arrêt ($\frac{1}{2}cx^2$) dan is bij grote veerstijfheid c de plaatsafwijking x wel klein, maar daarentegen de kracht cx groot. Deze figuur toont links een arrêt, waarbij bij de in het tijdschema voorgeschreven naderingssnelheid van de pal de stootkrachten zo groot waren, dat o.a. de centrale lagering door de stootreactie werd vernield.

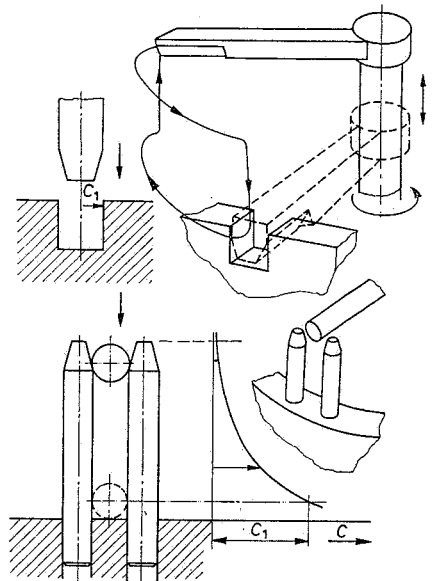
De rechter figuur geeft de wijziging, waarbij de kracht ruim een factor 4 kleiner was, terwijl de uiteindelijk bereikte plaatsnauwkeurigheid nog steeds ruim voldoende bleef.

16. (figuur 35)

De figuur rechtsboven geeft een voorbeeld van een nogal veel voorkomende aanslag of „opvangfuij” van een tang- of grijperbeweging (in dit geval een gecombineerd hef-draaimechanisme). Het is uiteraard alleszins verkieslijker om door de juiste keuze van de verhouding

$$\tau = T/t_m \text{ (eigen trillingstijd } T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}} \text{)}$$

opzettijd t_m) te bereiken dat het mechanisme op zichzelf (dus zonder aanslagen) de toelaatbare relatieve plaatsnauwkeurigheid u_o/h_m niet overschrijdt; zie hiervoor o.a. hoofdstukken 8 en 10. Zouden aanslagen noodzakelijk zijn, b.v. om speling in de aandrijving op te vangen, dan kan een opvangfuij met van „heel laag” tot „voldoende hoog” oplopende stijfheid een oplossing geven. Zie b.v. de schets rechtsonder en het detail linksonder.



35.

17. (figuur 36)

Vaak verdient het aanbeveling de kinetische energie van de door een arrêt of aanslag te stuiten massa niet op te vangen in elastische doorbuiging van de aanslag zelf, maar door middel van een daarvoor geschikte constructie op beheerste wijze om te zetten in een andere energievorm, b.v. wrijvingswarmte.

De bovenste rij schetsen geven drie standen van een periodiek geheven en weer teruggetrokken aanslag. De stootenergie wordt opgevangen in wrijvingskracht maal remweg van het bovenste propje. Dit glijdt over de rand van de in de rechtgeleide opgesloten halle pen. De wrijvingskracht is zo gekozen, dat de remweg toelaatbaar klein blijft. Bij terugtrekken van de pen wordt het propje in het conische gat weer gecentreerd.

De schets linksonder geeft een pneumatische of hydraulische snelheidsafhankelijke demping; de stoot wordt opgevangen en als er een zekere stuwdruk aanwezig blijft, komt de massa tenslotte nauwkeurig in de eindstand terecht.

Ook in de schets rechtsonder is bij aanhoudende stuwdruk de eindstand exact, maar er is grote kans dat de botsing zich een aantal malen herhaalt, terwijl de massa en elk geval de uiteindelijke ruststand even voorbij geschoten is.

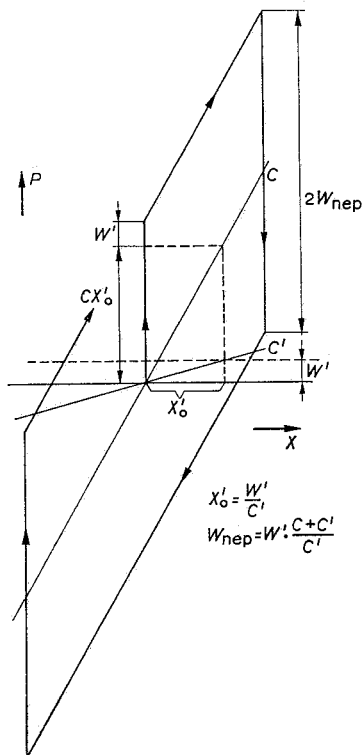
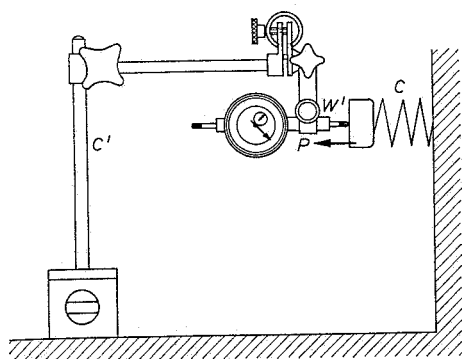
18. (figuur 37)

Bij het meten van de hysteresislussen is een zekere routine gewenst; men moet in elk geval met overleg te werk gaan en bepaald wel enkele voorzorgen treffen. Zo is het vooral bij het meten van grote stijfheden van belang dat men een lichtlopende meetklok gebruikt en die heel stug opstelt.

In deze figuur is aangegeven hoe de eigen stijfheid c' van de meetopstelling en de eigen wrijving W' van de meetklok er toe kunnen leiden dat men ten onrechte een wrijving in de machine meent te constateren.

Voert men P op, dan gaat de relatief stijve te onderzoeken constructie doorbuigen (veerstijfheid c). De meetklok weigert echter te bewegen:

37.



hij veert in zijn geheel eerst over een weg x'_0 achteruit tot de door de deformatie van de opstelling opgewerkte tegenkracht gelijk is aan de klok-wrijving W' . Men vindt x'_0 dus uit $x'_0 = W'/c'$.

Op het moment dat de klok gaat lopen, is de uitgeoefende kracht te splitsen in twee componenten: W' op de klok en cx'_0 op de constructie zelf.

Men vindt zo schijnbaar een wrijving die in werkelijkheid niet in de constructie aanwezig is:

$$W_{nep} = W' + cx'_0 = W' + C \frac{W'}{C'} = \\ = W' \cdot \frac{C + C'}{C'}$$

Conclusie: Houdt W' laag en c' groot, vooral als c groot is. (Controle: Tracht vóór de meting begint, de reeds opgestelde klok met de hand te bewegen en kijk of de wijzer van beide kanten steeds voldoende goed „terugkomt“).

NIEUWE NORMONTWERPEN

Een tweetal nieuwe normontwerpen voor beugels met stalen pijpen:

NEN 2628 Hoge kapbeugels (zware uitvoering) voor stalen pijpen (klemmend).

NEN 2629 U-beugels voor stalen pijpen (klemmend en niet klemmend), is thans ter kritiek gepubliceerd.

De definitieve publikatie van de normen voor stalen pijpen, NEN 2323, NEN 2399 en NEN 3257, is voor de normcommissie H2 (onderdelen voor de scheepsmachinebouw) aanleiding geweest de reeds lang voorgenomen normalisatie van pijpbeugels, ter hand te nemen. Ter kritiek zijn reeds gepubliceerd:

Ontw. NEN 2625 - Hoge kapbeugels (lichte uitvoering) voor stalen pijpen (klemmend);

Ontw. NEN 2626 - Lage kapbeugels voor stalen pijpen (klemmend);

Ontw. NEN 2627 - Stoelbeugels voor stalen pijpen (klemmend).

De nieuwe normontwerpen NEN 2628 en NEN 2629 sluiten hierbij aan. Uitgegaan is van de meest gangbare constructies en maatvoering. Aansluitend op deze normen zullen ook nog enkele speciale typen behandeld worden.

Het NNI verzoekt het bedrijfsleven de praktijkervaringen met beide typen mede te delen en kritiek in te dienen vóór 1 oktober 1967 bij het bureau NNI, Polakweg 5, Rijswijk (Z-H), alwaar deze normontwerpen kunnen

worden besteld à f 1,— per stuk voor contribuanten NNI, onderwijsinstellingen en studerende, en à f 4,— per stuk voor overige bestellers.

Ter kritiek zijn gepubliceerd een drietal normontwerpen:

Ontwerp NEN 5584 Drukbusen voor wentellagers

Ontwerp NEN 5585 Inbouwafmetingen voor hoekringen voor eenzijdige cilinderlagers

Ontwerp NEN 5586 Trekbussen voor wentellagers met moer en borgring

Deze normontwerpen behoren tot de reeks van op te stellen normen voor de afmetingen, toebehoren en nomenclatuur van verschillende soorten wentellagers (NEN 5587 t/m NEN 5596, reeds verschenen). Deze normontwerpen zijn in overeenstemming met de ISO-aanbevelingen en met de DIN-normen voor genoemde onderdelen. Ook hier werden wederom de ISO-aanduidingen voor lagers en toebehoren toegepast, waardoor de zo belangrijke mogelijkheid van de uitwisselbaarheid van identieke toebehoren voor de praktijk wordt vergemakkelijkt. Deze ISO-aanduidingen verschillen van die, welke nu nog worden toegepast.

Kritiek op deze normontwerpen wordt gaarne ingewacht vóór 1 oktober 1967 bij het Nederlands Normalisatie-instituut, Polakweg 5 te Rijswijk (ZH), alwaar ook exemplaren van deze norm-

ontwerpen kunnen worden besteld tegen respectievelijk f. 1,—, f. 2,— en f. 2,— voor contribuanten NNI, onderwijsinstellingen en studerende. Voor overige bestellers bedragen deze prijzen respectievelijk f. 2,—, f. 4,— en f. 4,—.

Verder is ter kritiek gepubliceerd het normontwerp: NEN 5426 „Freesbevestiging. Freespennen met stompe conus“.

Dit normontwerp komt in grote lijnen overeen met de Duitse norm DIN 6361. Genormaliseerd is de freespen met ring, waardoor een aanpassingsmogelijkheid is gegeven om oude (niet genormaliseerde) frezen te gebruiken. Dit is het meest gebruikte type freespen.

Daarnaast bestaat er ook een korte freespen uit één stuk, die uiteraard een wat grotere stabiliteit heeft, maar wat minder ruimte om de frees vrij laat, hetgeen soms een bezwaar is. Vooralsnog heeft de commissie normalisatie van dit laatste type niet nodig geacht. Het NNI verzoekt het bedrijfsleven de praktijkervaringen met beide typen mede te delen en kritiek in te dienen vóór 1 oktober 1967 bij het bureau NNI, Polakweg 5, Rijswijk (Z-H), alwaar deze normontwerpen kunnen worden besteld à f 1,— per stuk voor contribuanten NNI, onderwijsinstellingen en studerende, en à f 4,— per stuk voor overige bestellers.