

Analyse van de positionering en indexering van draagblokken en alternatief ontwerp pennenmolen

Citation for published version (APA):

Schaijk, van, H. G. C. (1988). *Analyse van de positionering en indexering van draagblokken en alternatief ontwerp pennenmolen*. (TH Eindhoven. Afd. Werktuigbouwkunde, Vakgroep Produktietechnologie : WPB; Vol. WPA0662). Technische Universiteit Eindhoven.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1988

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.

BB 446146

ANALYSE VAN DE POSITIONERING EN
INDEXERING VAN DRAAGBLOKKEN
&
ALTERNATIEF ONTWERP PENNENMOLEN

Verslag onderzoekopdracht door
H.G.C. v. Schaijk

Rapport nr. :WPA 0662, Dec. 1988

Begeleid door Ir. P.W. Koumans
in opdracht van prof. J. v. Bragt

Samenvatting

Dit verslag bestaat uit twee delen. In het eerste deel wordt de positionering en indexering van draagblokken geanalyseerd. In het tweede deel wordt een alternatief ontwerp van de pennenmolen gemaakt.

Het indexeren van draagblokken kan volgens het principe van de basismolen dan wel volgens dat van de rupsmolen. Er zijn hierbij zeer vele uitvoeringsvormen denkbaar. Deze beide principes zijn met elkaar vergeleken met betrekking tot hun productiesnelheden en de consequenties daarvan. Vervolgens is een opsomming gegeven van een aantal mechanismen die een indexerende beweging genereren. Hierbij is een lijst van de belangrijkste beoordelingscriteria voor doorzetmechanismen opgesteld.

Na het doorzetten van de draagblokken moeten deze eventueel nog gepositioneerd worden. De mogelijkheden hierbij zijn daarna beschreven.

De keuze van het indexeermechanisme en de wijze van positioneren hangen af van de eisen die men stelt. Deze beïnvloeden elkaar bovendien sterk. De voordelen van het rupsprincipe zijn vooral de mogelijkheden die deze biedt bij de positionering en de lage door te zetten massa.

Het tweede deel behandelt het ontwerpen van een alternatieve pennenmolen. De reden hiervan was dat de pennenmolen niet aan alle gestelde eisen voldeed en dat de molen als ingewikkeld werd ervaren. Er zijn toen een aantal principe-oplossingen bedacht waaruit er een is gekozen die verder is uitgewerkt. In eerste instantie was de verwachting dat deze eenvoudiger zou zijn, echter bij het uitwerken bleek dit niet het geval. De eisen, wat betreft belastbaarheid en nauwkeurigheid, waaraan de molen eerst niet voldeed zijn nu wel gerealiseerd. Omdat het nieuwe principe mede was gekozen op grond van de verwachting dat dit een eenvoudigere molen zou opleveren en dit nu niet het geval blijkt lijkt het principe van de huidige molen ook goed. Verbetering van de gebreken van de huidige molen kan nu dus ook voor verder onderzoek in aanmerking komen.

INHOUDSOPGAVE

Pag.

Symbolen

Deel I Positionering en indexering van draagblokken

1.	Inleiding	
	1.1	Indexerende productiemachines 1
	1.2	Opdrachtomschrijving 2
	1.3	Aanpak 3
2.	Doorzetten van de draagblokken	
	2.1	Beoordelingscriteria voor doorzetmechanismen 4
	2.2	Doorzetprincipes 7
	2.3	Doorzetmechanismen 11
3.	Positioneren van de draagblokken	17
4.	Aanbevelingen	20

Deel II Alternatief ontwerp van de pennenmolen

5.	Inleiding	
	5.1	Het waar en waarom van de pennenmolen 21
	5.2	De opdracht 21
6.	Analyse van de huidige pennenmolen	
	6.1	De werking van de pennenmolen 22
	6.2	De positioneringsnauwkeurigheid 22
	6.3	Positioneren van de draagblokken 24
	6.4	De belastbaarheid 25
	6.5	De stijfheid 25
	6.6	Algemeen 25
7.	Het ontwerp	
	7.1	Inleiding 26
	7.2	Het mechanisme 26
	7.3	De positionering van de draagblokken 27
	7.4	Uitwerking ontwerp 27
8.	Conclusies en aanbevelingen	30

Literatuur

Bijlagen

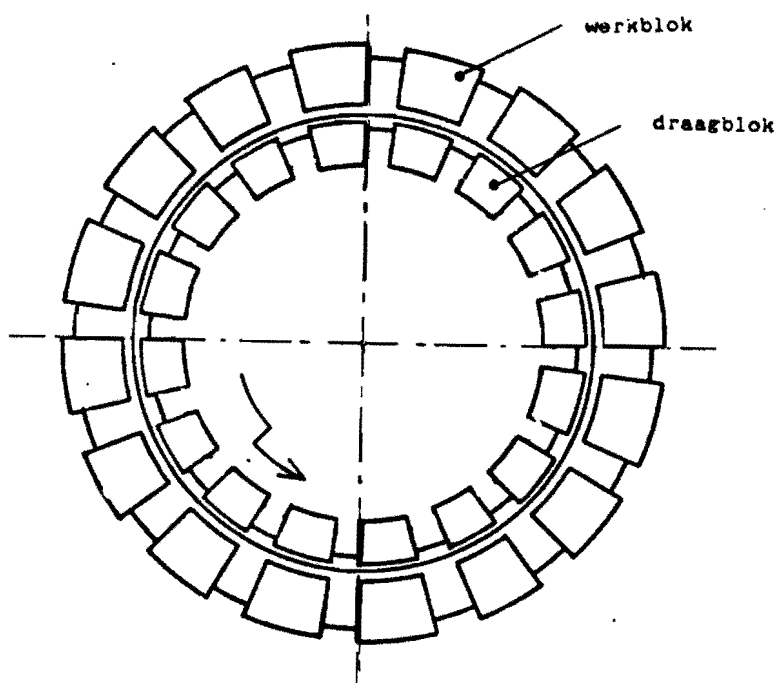
Gebruikte symbolen

a	MLT^{-2}	versnelling
c	MT^{-2}	veerstijfheid
F_a	-	kengetal voor de stijfheid van de aandrijving
h_m	L	hefhoogte van de nokvolger
m	M	massa
s_e	L	speling
T	T	trillingstijd
t_m	T	tijdsduur waarin de heffunctie wordt doorlopen
u_o	L	maximale amplitude van de resttrilling
$u_{s p}$	L	spelings-resttrilling
ω	T^{-1}	cirkelfrequentie
τ	-	gereduceerde trillingstijd

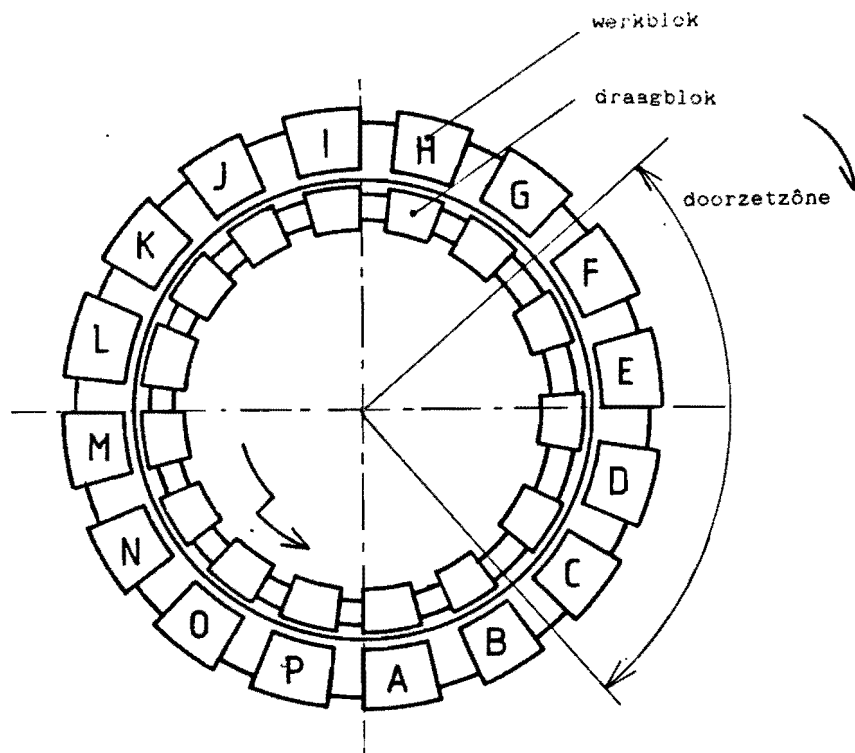
DEEL I POSITIONERING EN INDEXERING VAN DRAAGBLOKKENHoofdstuk 1. Inleiding1.1 Indexerende productiemachines

Een indexerende productiemachine is zoals zijn naam al doet vermoeden een productiemachine waarbij de producten een stap-rust beweging maken. De producten zijn vaak op zogenaamde draagblokken geplaatst, deze draagblokken vergezellen het product in wording gedurende een deel van het productieproces langs de diverse productiemachines. Voor de bewerkingen die aan de producten zullen plaatsvinden worden de draagblokken gepositioneerd t.o.v. de werkblokken, waarna de bewerkingen kunnen plaatsvinden. Na de bewerking wordt elk draagblok doorgezet naar het volgende werkblok, waarna alles zich weer kan herhalen. Bij de meeste indexerende productiemachines bewegen de draagblokken zich volgens een cirkel. De voudigheid, dit is het aantal stappen dat gemaakt moet worden voor het product rond is geweest, kan tot 100 of meer oplopen.

Voor het doorzetten van de draagblokken zijn twee principes mogelijk, nl. dat van de basismolen en dat van de rupsmolen. Bij de basismolen worden alle draagblokken gelijktijdig doorgezet (afb. 1-1). Bij de rupsmolen daarentegen worden de draagblokken in fase verschoven doorgezet; de bewerkingen vinden dus ook in fase verschoven t.o.v. elkaar plaats (afb. 1-2).



Afb. 1-1 principe van doorzetten bij de basismolen



Afb. 1-2 principe van doorzetten bij de rupsmolen

Bij Philips is een hele reeks modulair opgebouwde basismolens ontwikkeld. De productiesnelheden liggen, afhankelijk van type en belasting tussen de 3000 en 6000 producten per uur. Het idee van de rupsmolen is daar ook verder ontwikkeld met in eerste instantie als doel het verhogen van de productiesnelheid [3] [4]. Gedacht werd aan tot 12000 producten per uur. Later kwam daar als doel nog bij het verhogen van de positioneringsnauwkeurigheid van de draagblokken.

1.2 Opdrachtschrijving

Het is nu nog zo dat bij de meeste indexerende productiemachines de molen, met daarop de draagblokken, in zijn geheel wordt gepositioneerd. De nauwkeurigheid waarmee de draagblokken t.o.v. de werkblokken worden gepositioneerd wordt dus mede bepaald door de molen; vooral op de tangentiële plaatsnauwkeurigheid heeft dit een grote invloed. Het doel van deze opdracht is dan ook om de plaatsnauwkeurigheid van de draagblokken te verhogen, waarbij ook de productiesnelheid een belangrijke rol speelt. De opdrachtomschrijving is nu:

Onderzoek methoden tot het positioneren van draagblokken t.o.v. zijn werkblokken bij een indexerende productiemachine.

Belangrijke aspecten bij de opdracht zijn dus de positioneringsnauwkeurigheid in tangenciale richting en de productiesnelheid.

1.3 Aanpak

Om tot het doel te komen zal een opsomming gegeven worden wat er tot de mogelijkheden behoort. Daartoe is een opsplitsing in 2 gedeelten gemaakt, te weten:

- Doorzetten van de draagblokken

- Positioneren van de draagblokken

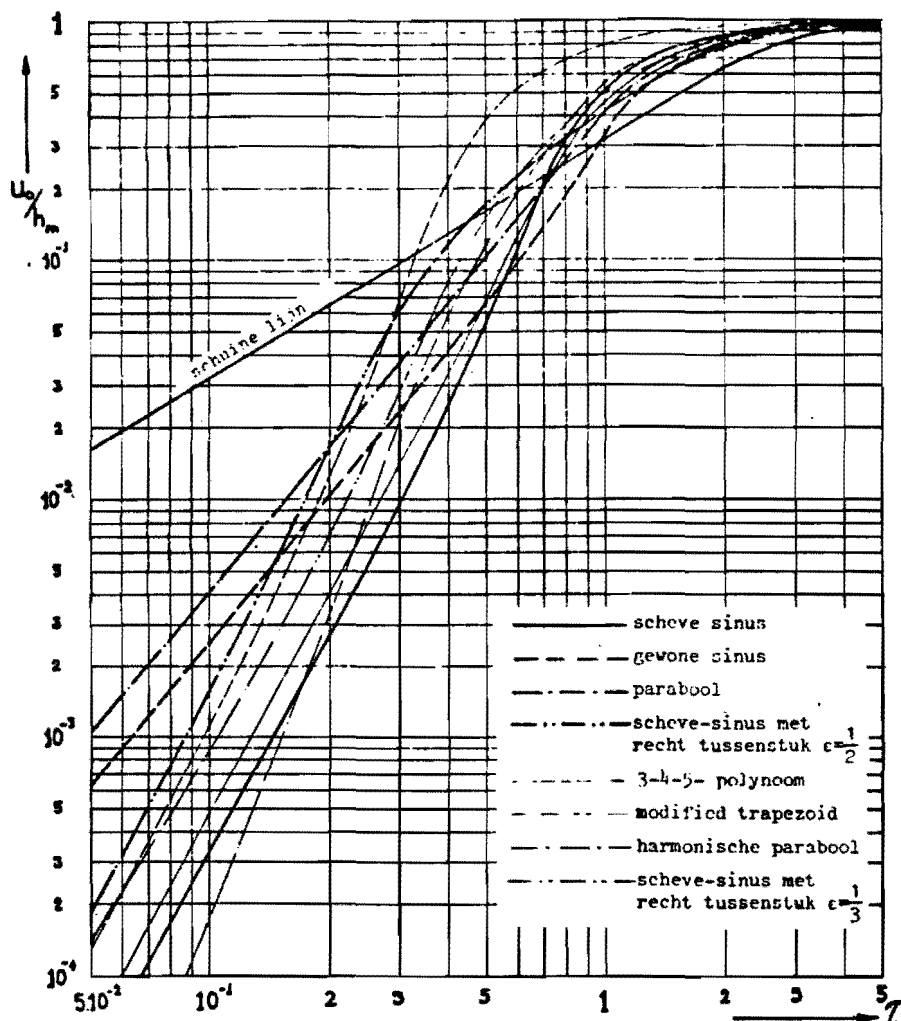
Deze zullen respectievelijk in hoofdstuk 2 en 3 aan de orde komen. In hoofdstuk 4 zullen enkele aanbevelingen worden gedaan.

Hoofdstuk 2. Doorzetten van de draagblokken

2.1 Beoordelingscriteria voor doorzetmechanismen

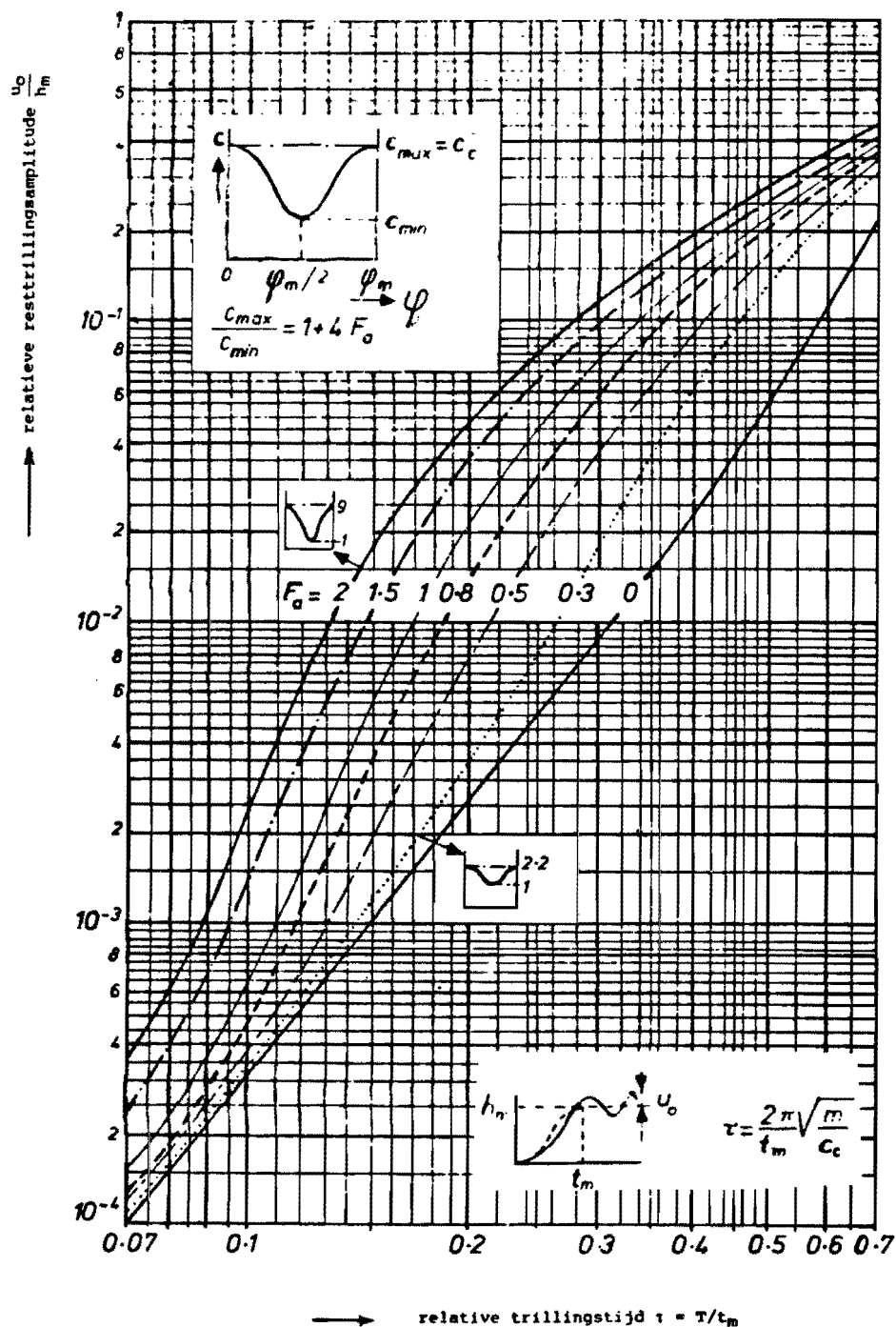
Er zijn zeer vele mechanismen die een indexerende beweging genereren. Vele hiervan zullen echter snel afvallen omdat de opzetfunctie niet of nauwelijks te beïnvloeden is en deze niet aan de gestelde eisen voldoet. Belangrijke eisen worden vaak gesteld aan de bereikte nauwkeurigheid, de maximale productversnellingen en de productiesnelheid. Deze worden sterk beïnvloed door de opzettijd, de stijfheid van de aandrijving, de eigen-trillingstijd, de opzettijd en spelings-resttrillingen. Om nu een mechanisme te kunnen beoordelen zal kort op de invloed worden ingegaan die deze factoren hebben op de nauwkeurigheid en op de maximale productversnellingen.

De relatieve resttrilling, van belang voor de positioneringsnauwkeurigheid is afhankelijk van τ , de opzetfunctie en F_a (afb. 2-1 en afb 2-2).



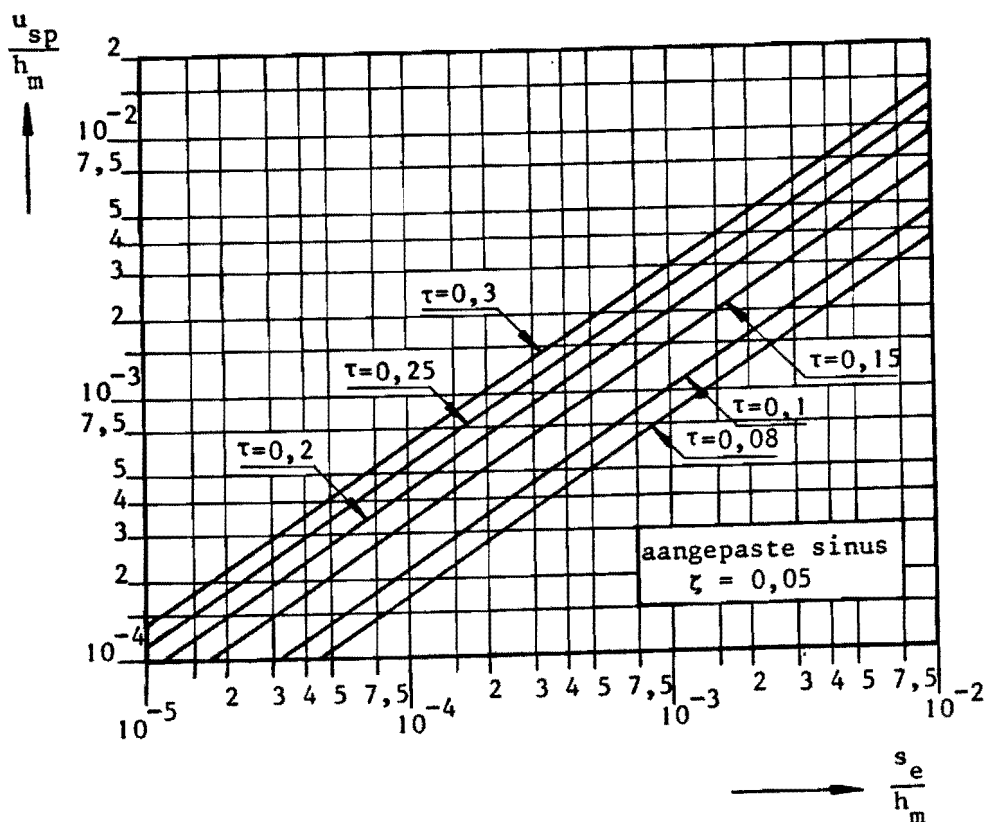
Afb. 2-1 De relatieve resttrilling u_0/h_m als functie van τ voor een aantal opzetfuncties

Zoals uit afbeelding 2-1 blijkt zal men τ liefst zo klein mogelijk maken. Bovendien zullen de trillingen bij een kleine τ meer uitdempen, er worden dan namelijk tijdens de opzet meer trillingen uitgevoerd zodat de demping meer kans krijgt. De grootste plaatsafwijking zal dan ook altijd gunstiger uitvallen dan afbeelding 2-1 doet vermoeden. De invloed van de opzetfunctie blijkt eveneens uit afbeelding 2-1 en spreekt verder voor zich.



Afb. 2-2 De relative resttrilling u_0/h_m als functie van τ voor een aantal waarden van F_a , voor een scheve-sinus

De invloed tenslotte van F_a op de restrilling blijkt uit afbeelding 2-2. F_a is het kengetal voor de stijfheid van de aandrijving. Zal de stijfheid tijdens de opzet een "dip" vertonen dan zal daardoor de restrilling groter zijn. Met het toenemen van de dip zal ook F_a toenemen en daarmee ook de restrillingsamplitude. Men wil dus een stijve aandrijving.



Afb. 2-3 Het verband tussen de spelings-restrilling u_{sp} en de speling s_e als deze aan het eind van de opzetfunctie doorlopen wordt bij de aangepaste sinus

De spelings-restrillingen zijn eveneens van belang voor de positioneringsnauwkeurigheid als mede voor de productversnellingen. Deze trillingen ontstaan a.g.v. botsingen t.g.v. het doorlopen van spelings. Vaak is het wel mogelijk om de speling weg te drukken, dit leidt dan echter tot wrijvingskrachten en daardoor ook weer tot plaatsonnauwkeurigheid, de zgn. virtuele speling. Heeft men met speling te maken dan moet men de plaats weten waar deze doorlopen wordt. Dit zal daar zijn waar de som van de versnellingskracht en de bewerkingskracht van teken verandert. De ernst van de botsing hangt af van de hoek waaronder deze "somlijn" de nullijn snijdt. Dit is een van de belangrijkste redenen om af te wijken van de gangbare opzetfuncties en een speciale, aan de bewerkingskrachten aangepaste opzetfunctie te ontwikkelen.

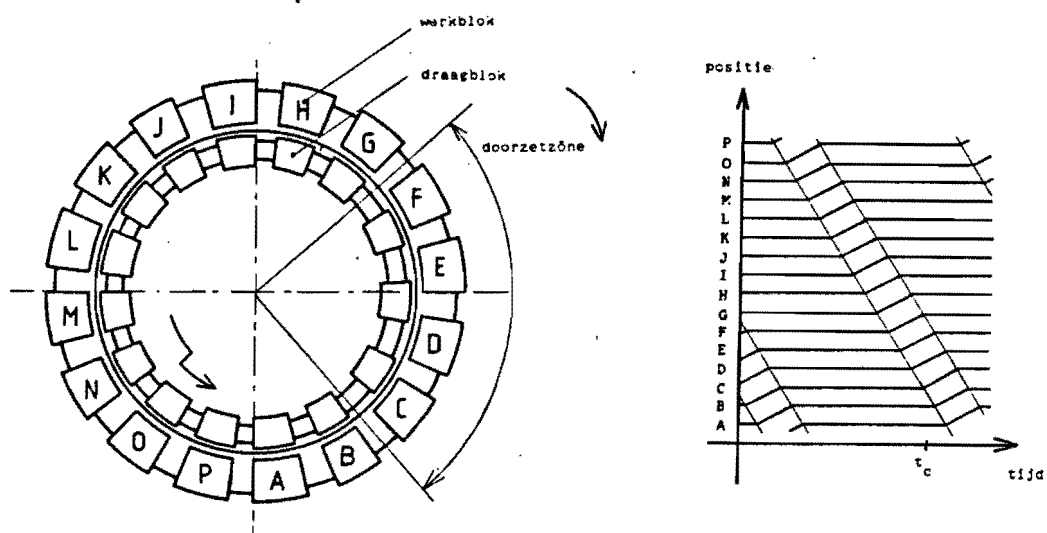
Om de gangbare opzetfuncties te beoordelen neemt men vaak de richtingscoëfficiënt van de versnelling van de opzetfunctie tijdens de nuldoorgang. Dit wordt dan als een maximum gezien omdat de bewerkingskrachten tijdens de nuldoorgang meestal vrij vlak zullen verlopen. De eventuele speling zal nu vaak aan het begin, midden en eind van de opzet worden doorlopen. De speling aan het begin en in het midden beïnvloeden vooral de productversnellingen ongunstig. De speling op het einde daarentegen bepaalt vooral de spelings-resttrilling, deze heeft dan namelijk nog geen tijd gehad om uit te dempen. Afbeelding 2-3 geeft een indruk van de spelings-resttrilling als de speling aan het eind van de opzetfunctie doorlopen wordt.

De maximale productversnellingen worden voor een belangrijk deel bepaald door de opzetfunctie en de opzettijd. Men wenst een opzetfunctie met een laag maximum van de nominale versnelling echter waarin ook geen sprongen in de versnelling voorkomen. Men heeft liever geen sprongen in de nominale versnelling omdat de werkelijke versnelling a.g.v. daarvan een factor twee hoger uit kan vallen, dit al naar gelang de mate van demping. Bovendien leiden sprongen in de afgeleide van de opzetfunctie tot trillingen. Hoe hoger nu de graad van de afgeleide waarin voor het eerst een sprong voorkomt des te kleiner zal de amplitude van de trilling zijn. Door een sprong in een afgeleide één graad hoger daalt de amplitude van de trilling met een factor w . De plaats van de sprong in de opzetfunctie is hierbij ook nog van belang, hoeveel kans heeft de trilling namelijk gehad om uit te dempen. Terugkomend op de maximale productversnellingen kan men ook nog stellen dat deze verder nog beïnvloed wordt door de stijfheid van de aandrijving.

Dit waren enkele belangrijke criteria voor de beoordeling van een doorzetmechanisme. Wil men hierover meer weten dan zou ik graag naar de literatuur willen verwijzen [1][2].

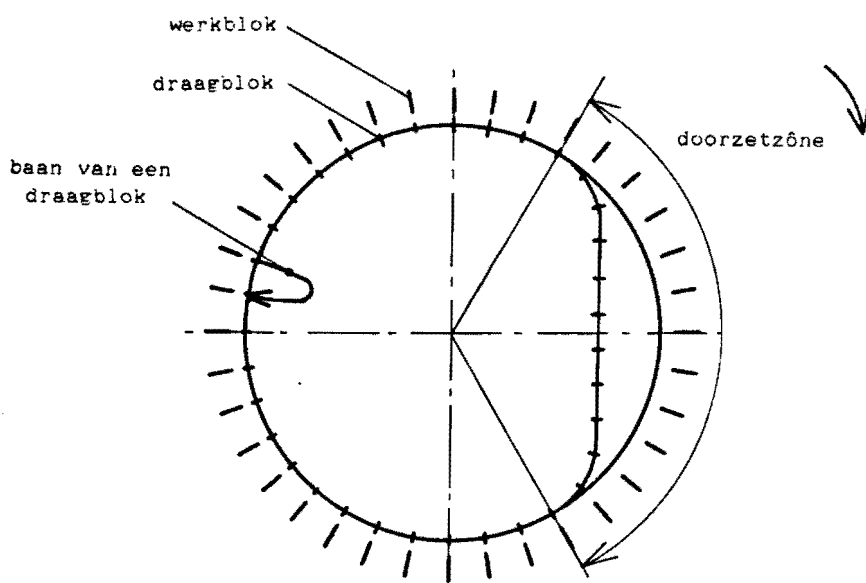
2.2 Doorzetprincipes

Zoals reeds in hoofdstuk 1 is vermeld zijn er twee totaal verschillende methoden voor het doorzetten van draagblokken. Volgens het principe van de basismolen dan wel volgens dat van de rupsmolen. Het idee achter de rupsmolen was dat a.g.v. het in fase verschoven doorzetten van de draagblokken de hiervoor benodigde kracht als het ware over de tijd uitgesmeerd wordt [3]. Hierdoor zou dan een snelheidsverhoging mogelijk zijn indien deze kracht snelheidsbepalend is. En dit blijkt nu vaak het geval. Het principe van de basismolen is eenvoudig en mag bekend verondersteld worden. Daarom zal nu alleen op het rupsprincipe worden ingegaan en enkele van zijn varianten. Het meest voor de hand ligt het om één draagblok meer, dan wel één draagblok minder dan werkblokken te nemen (afbeeldingen 2-4 resp. 2-6).



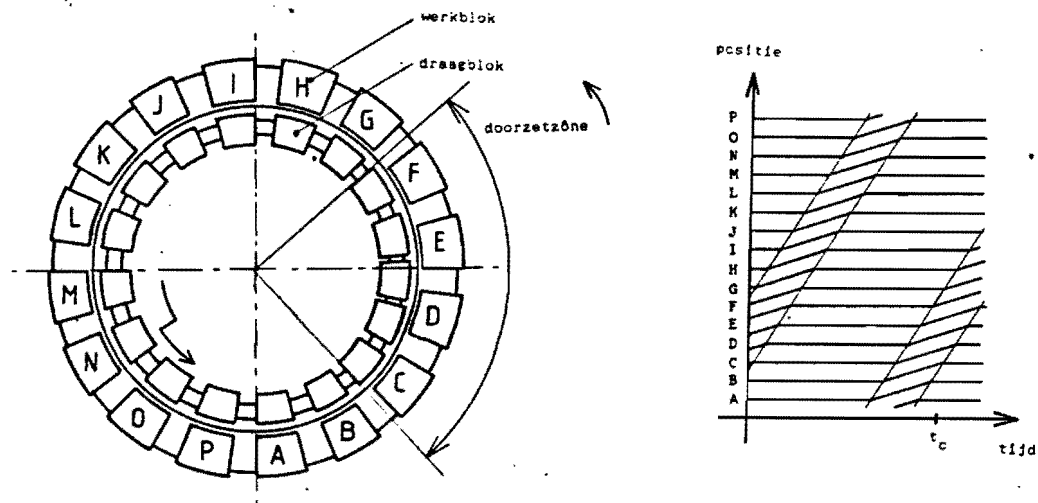
Afb. 2-4 Rupsmolen met één draagblok minder dan werkblokken, met daarnaast zijn bewegingsdiagram

Bij een rupsmolen met één draagblok minder dan werkblokken beweegt de doorzettzone zich in tegengestelde richting als de draagblokken. Dit heeft als gevolg dat de staptijd wordt verkort, en daarmee de productversnellingen worden verhoogd. Wil men dit tegengaan dan zal de doorzettzone moeten worden vergroot dit leidt tot een lagere productie. Tijdens het doorzetten kan men de steek tussen de draagblokken gelijk laten dan wel vergroten. Afbeelding 2-5 geeft een schets van een rupsmolen waarbij de steek tussen de draagblokken gelijk is gehouden.



Afb. 2-5 Schets van de baan van een draagblok bij een rupsmolen met één draagblok minder dan werkblokken, waarbij de steek tussen de draagblokken gelijk blijft

Indien men nu de banen die de draagblokken moeten afleggen vergelijkt, ziet men meteen dat de productversnellingen veel lager zullen zijn, onder verder gelijkblijvende condities, indien men de draagblokken tijdens het doorzetten laat bewegen volgens de cirkelbaan en men de steek tussen de draagblokken dus vergroot.



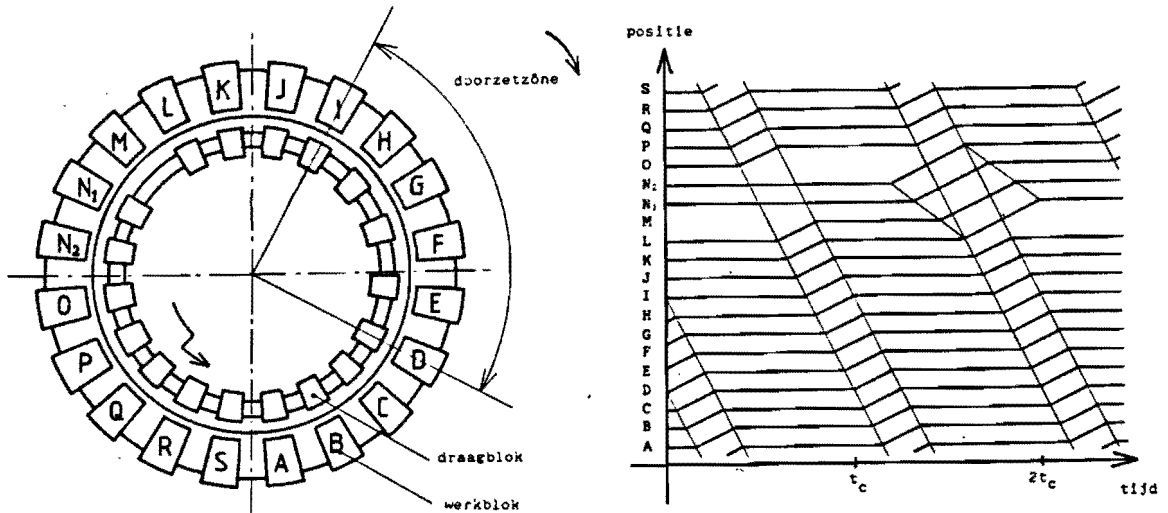
Afb. 2-6 Rupsmolen met één draagblok meer dan werkblokken met daarnaast zijn bewegingsdiagram

Bij een rupsmolen met één draagblok meer dan werkblokken beweegt de doorzettzone zich juist in dezelfde richting als de draagblokken. Hierdoor zal nu de staptijd worden verlengd. Op het eerste gezicht lijkt dit dus gunstiger dan de situatie met één draagblok minder echter ook hier kleven nadelen aan, zoals verder op zal blijken. Men kan ook hier de steek tijdens het doorzetten tussen de draagblokken gelijk laten blijven dan wel nu juist verkleinen. De baan van de draagblokken zal in het eerste geval vergelijkbaar zijn met die van afbeelding 2-5, nu echter buiten de cirkel vallend. Het nadeel van de ongunstigere baan geldt hier dus ook. Het verkleinen van de steek heeft echter ook een nadeeltje, indien dit namelijk mogelijk is had men de draagblokken ook kleinere stappen kunnen laten maken. Het voordeel van de langere staptijd wordt hier dus tegengewerkt. In bijlage A is daarom een vergelijking gemaakt tussen de verschillende doorzetprincipes wat betreft maximale productversnellingen. Het blijkt dat deze methode van doorzetten nauwelijks ongunstiger is dan die van de basismolen.

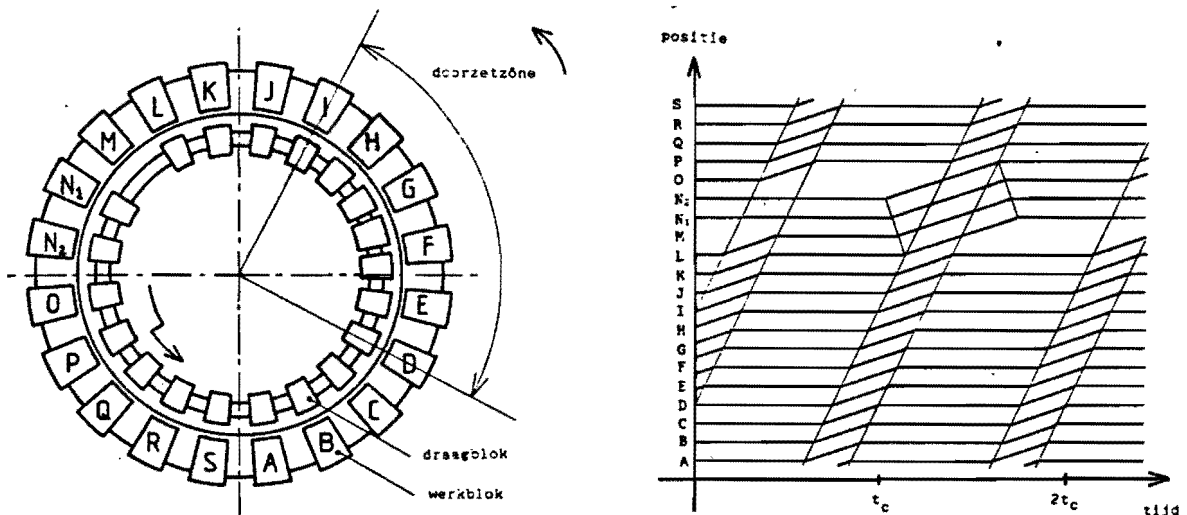
Voor welk principe men kiest zal afhangen van de eisen die men stelt. Men kan dus niet zonder meer zeggen dat het ene principe beter is dan het andere.

Indien men één bewerking heeft die duidelijk langer duurt dan de andere bewerkingen dan heeft men met het rupsprincipe de mogelijkheid om dit, met maar één molen, op te lossen.

In de afbeeldingen 2-7 en 2-8 zijn voorbeelden gegeven van een molen waarbij één van de bewerkingen bijna tweemaal zolang mag duren dan de andere bewerkingen. Twee bewerkingsplaatsen zijn hierdoor echter niet meer bruikbaar. Op dezelfde manier kan men hierop nog meer varianten bedenken. De moeilijkheid bij deze mogelijkheden van het rupsprincipe schuilen vooral in het constructieve uitvoering.



Afb. 2-7 Rupsmlen met twee draagblokken minder dan werkblokken waarbij voor de identieke bewerkingen op de werkblokken N_1 en N_2 bijna tweemaal zoveel tijd beschikbaar is als voor de andere bewerkingen. Daarnaast zijn bewegingsdiagram

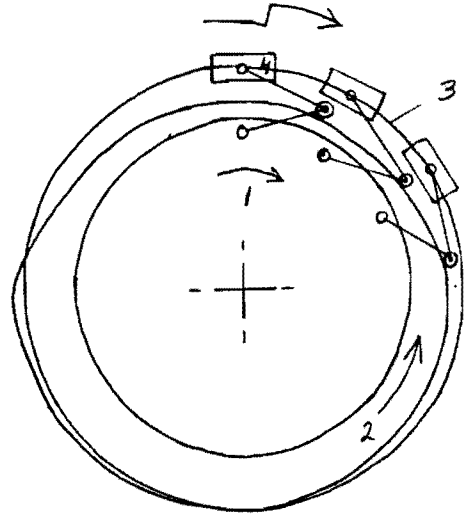


Afb. 2-8 Rupsmlen met evenveel draagblokken als werkblokken waarbij voor de identieke bewerkingen op de werkblokken N_1 en N_2 bijna tweemaal zoveel tijd beschikbaar is als voor de andere bewerkingen. Daarnaast zijn bewegingsdiagram

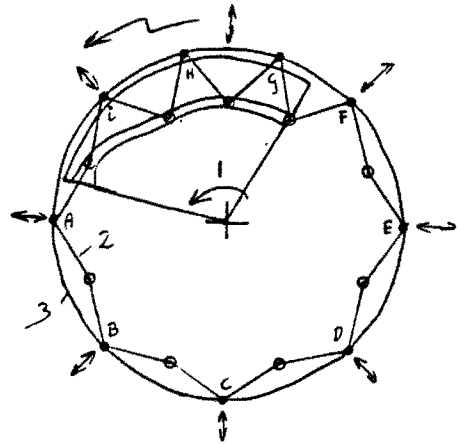
2.3 Doorzetmechanismen

Er volgen nu een aantal mechanismen die een indexerende beweging voor het doorzetten van draagblokken kunnen genereren. Van elk mechanisme zal een schets en een korte beschrijving worden gegeven.

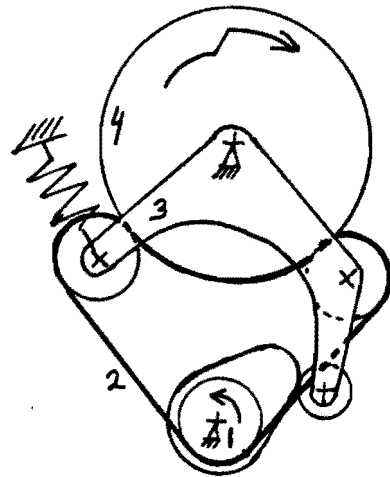
1. De positie van de draagblokken(4), die over een cirkelbaan(3) bewegen, wordt bepaald door een stangenmechanisme dat met een relatief langzaam lopende schijf(1) is verbonden. Een snellopende nok(2) zorgt d.m.v. superpositie voor de indexerende beweging. Nadelen, naast de vele stangen, draaipunten etc..



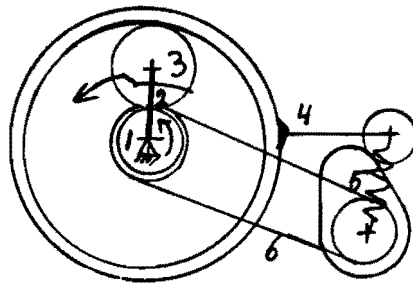
2. De draagblokken, voorgesteld door de letters, bewegen volgens het rupsprincipe over de cirkelbaan(3). Zij zijn d.m.v. stangen(2) verbonden met elkaar. Een gedeelte van een nokschijf(1) die roteert bepaald mede de stand van de stangen tijdens het doorzetten en legt daarmee ook de positie van de draagblokken die doorgezet worden vast mits de draagblokken die niet doorgezet worden gearreterd zijn. Nadelen: de superpositie, de noodzaak van arretering voor alle draagblokken en de kracht-doorleiding.



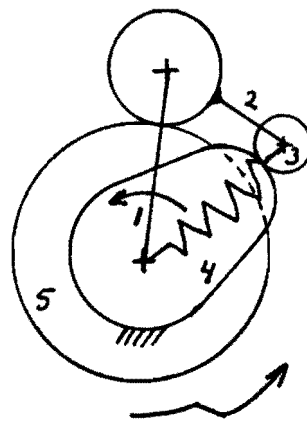
3. Aan de aandrijving(1) bevinden zich hier een riemschijf en een nok. Als gevolg van de rondgaande beweging zal ook de schijf(4) gaan draaien, hierop kunnen de draagblokken worden geplaatst. Op deze beweging wordt nu nog een beweging gesuperponeerd a.g.v. de nok die de hefboom(3) een zwaaiende beweging laat maken. Door een juiste keuze kan men zo een indexerende beweging genereren. Nadelen hiervan zijn vooral de rek en de superpositie.



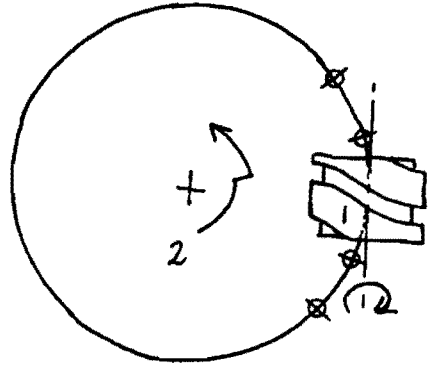
4. Ook hier wordt de indexerende beweging weer gegenereerd door superpositie van bewegingen. De ring(4) maakt een heen en weer gaande beweging t.o.v. de nok(5). Deze beweging wordt overgedragen op het tandwiel(3), samen met de beweging door de aandrijving(1) op het tandwiel(3) zal stang(2) een indexerende beweging maken. nadeel is de superpositie.



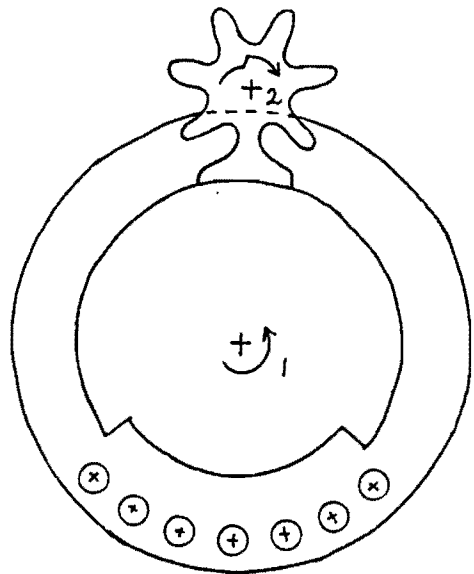
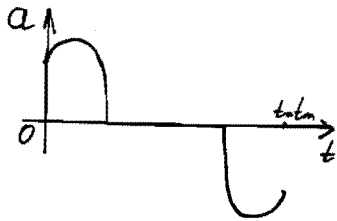
5. Over een stilstaande nok(4) loopt een nokrol(3) die verbonden is met schijf(2) die zich afwikkelt op een tweede schijf(5). Indien men een ronde nok neemt is het duidelijk dat indien men de stang(1) eenparig laat bewegen schijf(5) dit ook zal doen. Door de nok nu zal hierop een tweede beweging worden gesuperponeerd. De draagblokken kunnen op schijf(5) worden geplaatst. Nadeel is de superpositie.



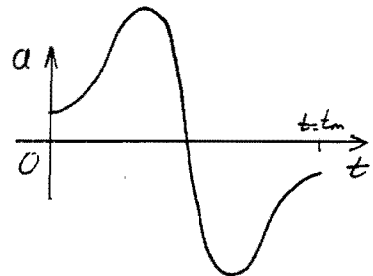
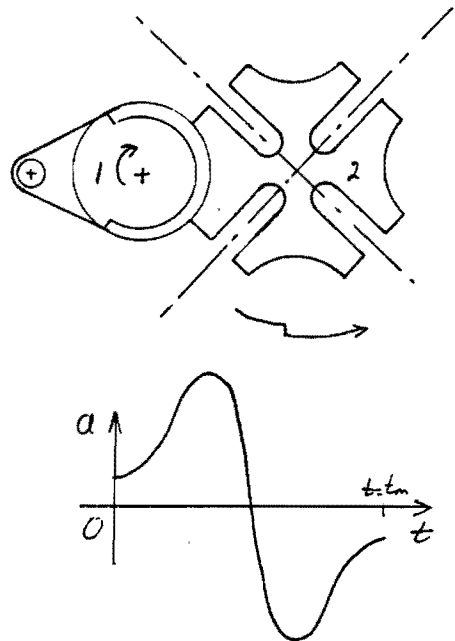
6. Een opzetnok(1) zet de schijf(2) door. Een sterk punt van deze constructie is dat de opzetfunctie vrij te kiezen is.



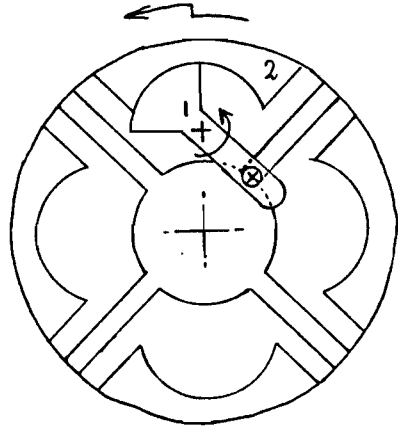
7. Een sterwielmechanisme, te gebruiken voor de aandrijving van een basismolen. Nadeel: de opzetfunctie ligt vast, deze heeft een sprong in de versnelling en een zeer stijle overgang van positief naar negatief (van belang bij botsingen).



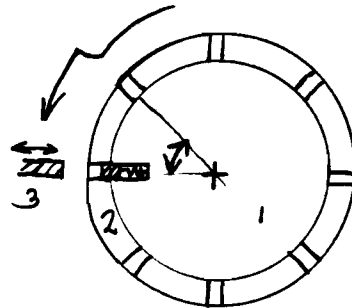
8. Uitwendig maltezer kruis. Wil men dat het aangedreven wiel zonder schok begint en eindigt dan ligt bij een gegeven aantal gleuven de opzetfunctie vast, evenals de stap-rust verhouding. Bij een toenemend aantal draagblokken gaat het maltezer kruis rustiger lopen. Bij ongeveer 8 stations is de maximale versnelling kleiner geworden dan bij een scheve sinus. Echter de sprong in de versnelling blijft.



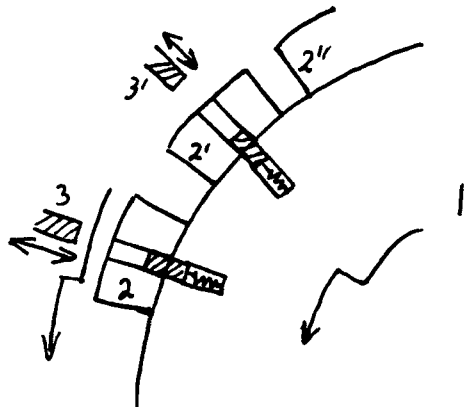
9. Inwendig maltezer kruis hiervoor geldt ongeveer hetzelfde als voor het uitwendig maltezer kruis(8). De maximale versnelling is hier kleiner, de sprong in de versnelling echter groter. De stap-rust verhouding is bovendien altijd groter dan 1.



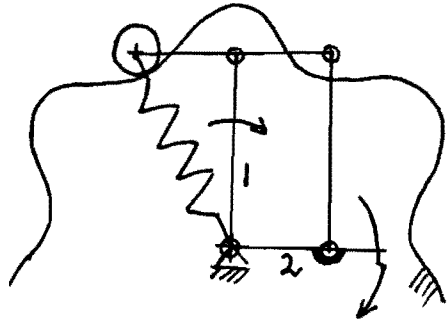
10. Penmechanisme. Schijf(1) maakt een heen en weer gaande beweging tussen twee standen. Deze neemt de schijf(2), al naar gelang van de stand van de pen(3), mee of laat deze stilstaan. Schijf(1) kan men aandrijven d.m.v. een stangenmechanisme, de opzetfunctie is dan echter nauwelijks te beïnvloeden.



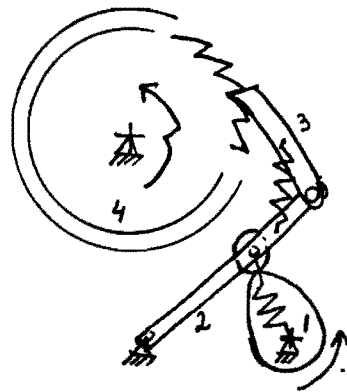
11. Dit zou men een verbasterde rupsmolen kunnen noemen. De pennen(3) bepalen of de draagblokken doorgezet worden door de schijf(1) dan wel dat deze stil blijven staan. Nadeel: "complex". Voordeel is echter dat men bij deze constructie de mogelijkheid heeft enkele bewerkingen langer te laten duren dan de rest.



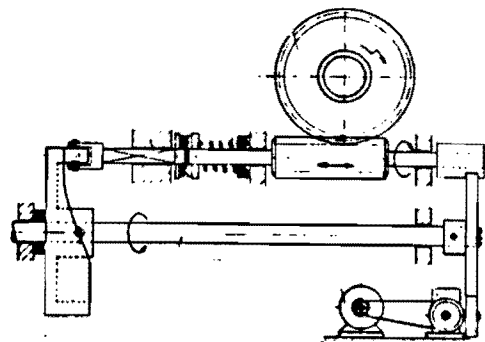
12. Een superpositie mechanisme. Indien de stang(1) eenparig ronddraait zal de stang(2) een indexerende beweging uitvoeren, dit al naar gelang het profiel van de nok. Voert men het stangenmechanisme net zo vaak uit als dat men draagblokken heeft dan kan men deze constructie ook voor de rupsmolen gebruiken. nadeel hiervan is wel dat de machine vrij complex wordt.



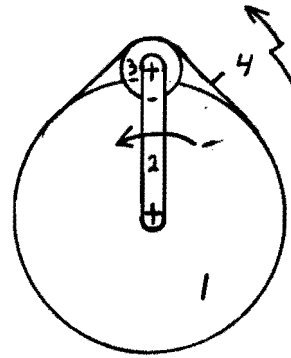
13. Palmmechanisme. De werking spreekt voor zich, men heeft nog wel een rem nodig. nadelen zijn de optredende botsingen en de lage nauwkeurigheid.



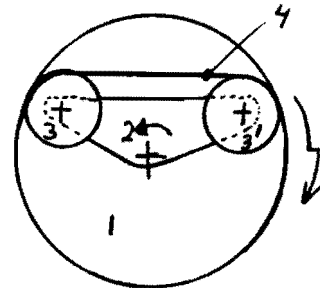
14. Een superpositie mechanisme voor de basismolen. nadeel is de complexiteit, voordeel is dat er "geen" krachtbeperking is.



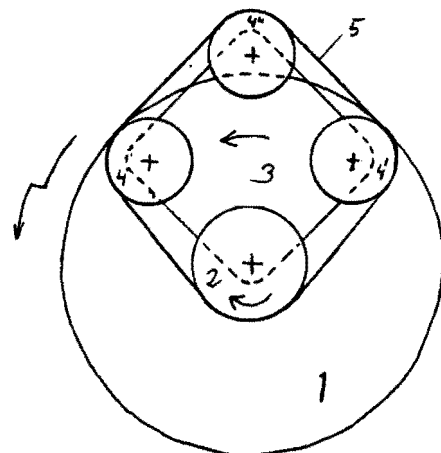
15. Een flexibele band(4) met daarop de draagblokken wordt door de rol(3) opgetild van de schijf(1) en later weer teruggezet, nu echter een positie verschoven. Nadeel: de ongunstige baanvorm die de producten moeten afleggen en dat de werkblokken in de weg staan indien deze aan de buitenzijde staan opgesteld. Voordeel is de betrekkelijke eenvoud [4].



16. Werking ongeveer gelijk aan voorgaande nu echter is de band een productsteek korter dan de cirkelomtrek. Voordeel hiervan is dat de werkblokken nu niet in de weg staan indien de werkblokken weer aan de buitenzijde staan opgesteld.

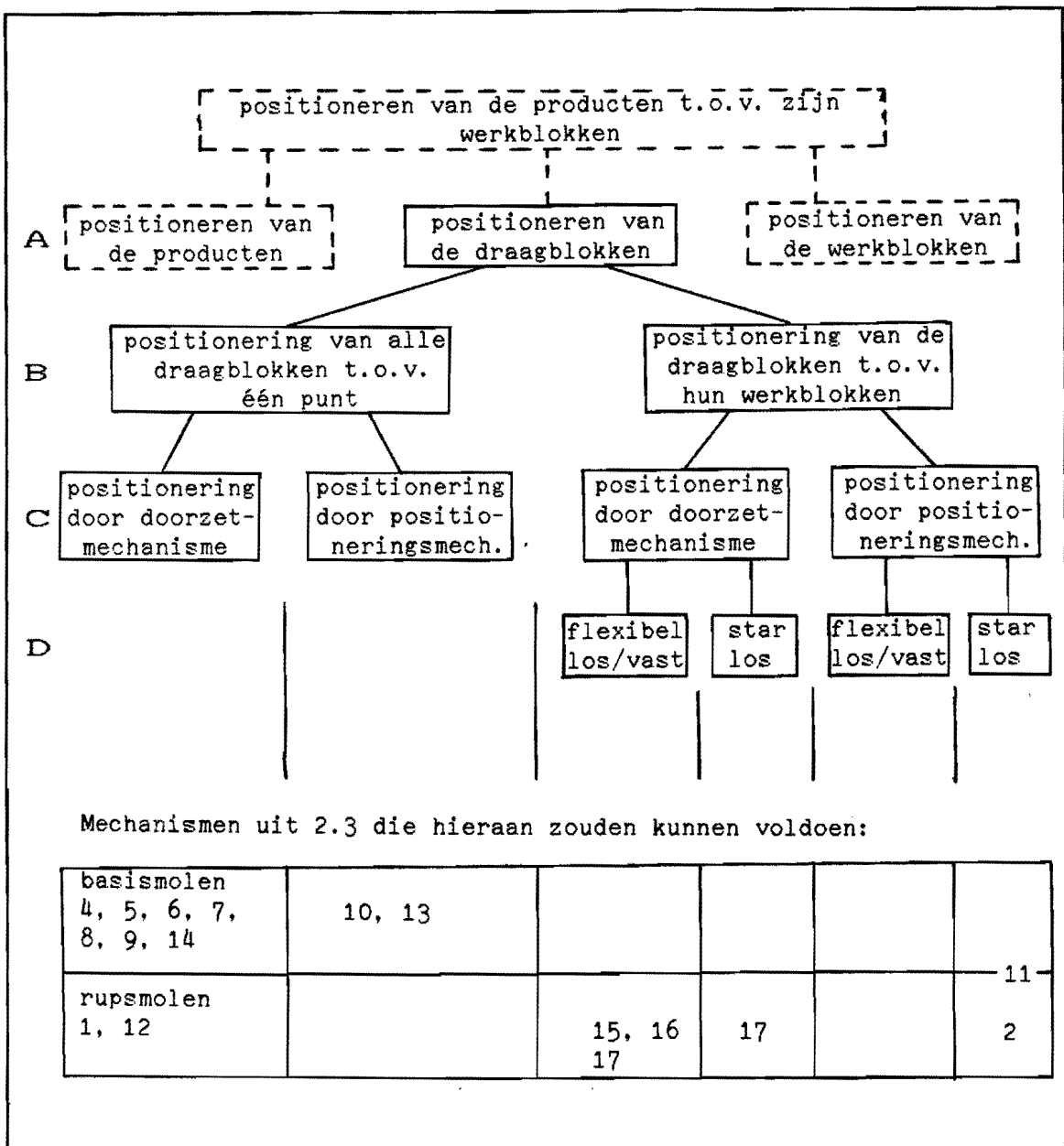


17. Rupsmolen afgeleid van figuur 15. Men moet de band nu afwikkelen op de cirkel. De aandrijving kan door 2 of door 3 gebeuren. Voordeel van deze constructie boven die van 15 is dat de draagblokken van de een bewerkingsmachine op een andere kunnen worden geplaatst. Problemen zullen zich echter voordoen bij het oplossen van het probleem van het oppakken en weer loslaten van de draagblokken door de band.



Hoofdstuk 3. Positioneren van de draagblokken

Nadat het doorzetten van de draagblokken is bekeken in hoofdstuk 2 zal nu de positionering daar van bekeken worden. Hiervoor zal eerst een diagram (afb. 3-1) worden gegeven waarin de mogelijkheden van positionering van de draagblokken zijn te zien. Aan de hand hier van zullen deze opsplitsingen worden bekeken op hun kenmerken dan wel voor- en nadelen.



Afb. 3-1 Diagram met mogelijkheden van positionering van de draagblokken

A Positionering van product, draagblok of werkblok

Deze keuze is al gemaakt zoals uit de opdrachtomschrijving blijkt, en is gevallen op het positioneren van de draagblokken t.o.v. de werkblokken. Dat de keuze op positioneren van de draagblokken is gevallen zal zeker te maken hebben met het feit dat er een trend bestaat om standaard productiemachines te ontwikkelen. Belangrijk voordeel hier van is dat zo bij het opstarten van een nieuwe productie de ontwikkeltijd sterk kan worden verkort. De positionering kan dan altijd op dezelfde manier gebeuren, mits de interface afspraken tussen draagblok en molen correct worden opgevolgd. Daarentegen staat natuurlijk dat het product allereerst op het draagblok moet worden gepositioneerd, dit leidt tot een lagere nauwkeurigheid omdat men daarmee al een eerste plaatsafwijking introduceert. Het positioneren van de werkblokken heeft als nadeel de grotere massa die bewogen moet worden. Een voordeel is dat het doorzetmechanisme aan minder eisen hoeft te voldoen.

B Alle draagblokken t.o.v. één punt positioneren dan wel de draagblokken t.o.v. de werkblokken positioneren

Indien men alle draagblokken t.o.v. één punt positioneert zal dit in het algemeen eenvoudiger zijn, men heeft dan hoogstens één positioneermechanisme nodig. Daar staat tegenover dat men meer moeite zal moeten doen om een gelijke nauwkeurigheid te halen omdat er meer maten en dus ook meer maatafwijkingen moeten worden opgeteld. Dit is de reden waarom men de draagblokken liefst rechtstreeks positioneert t.o.v. de werkblokken. Indien maar voor enkele bewerkingen een hoge nauwkeurigheid is vereist kan men ook overwegen alleen de draagblokken bij deze bewerkingen te positioneren t.o.v. de werkblokken en de rest van de draagblokken gewoon t.o.v. één punt te positioneren.

C Positioneren door het doorzetmechanisme dan wel door een positioneermechanisme

Indien men alle draagblokken t.o.v. één punt positioneert zal het niet veel uit maken of het doorzetmechanisme dan wel dat een positioneermechanisme dat doet. Echter wil men de draagblokken t.o.v. zijn werkblokken positioneren dan is dit wel een groot verschil.

Zal een positioneermechanisme dit namelijk moeten doen dan zal het zeer vele keren moeten worden uitgevoerd in de constructie, dit met alle nadelen van dien (kosten, onderhoud, faalkans etc.). Bovendien moet men dan beducht zijn op tijdverlies.

D De verbinding van de draagblokken met het doorzetmechanisme

Deze verbinding kan flexibel dan wel star zijn. Met flexibel wordt hier bedoeld dat de verbinding tussen de draagblokken en het doorzetmechanisme genoeg verplaatsing toelaat om de draagblokken t.o.v. de werkblokken te kunnen positioneren zonder dat deze verbroken hoeft te worden. Indien de verbinding star is zal deze dus verbroken moeten worden om positionering toe te laten. De flexibiliteit kan komen uit speling dan wel uit de elasticiteit van de constructie. Speling zal echter tot botsen leiden en is dus af te wijzen. Elasticiteit betekent dat het positioneren een bepaalde kracht zal vergen van het doorzetmechanisme dan wel van het positioneermechanisme. Hoe lager de stijfheid des te lager deze kracht is, echter voor de trillingen die tijdens het doorzetten ontstaan werkt dit ongunstig. Het grote voordeel van flexibel boven star is echter dat de verbinding niet verbroken hoeft te worden. Kunnen de draagblokken echter helemaal los dan kan men dit nadeel ten goede keren omdat de draagblokken nu door het gehele productieproces gebruikt kunnen worden, de producten hoeven niet steeds op andere draagblokken te worden gepositioneerd.

Hoofdstuk 4. Aanbevelingen

Er zullen een paar aanbevelingen gedaan worden met betrekking tot de meest belovende constructies.

Wat betreft nauwkeurigheid zien de constructies 15 en 16 uit 2.3 er het meest belovend uit. De belangrijkste voordelen van deze constructies zijn namelijk:

- De door te zetten massa is laag en onafhankelijk van het aantal draagblokken.
- De mechanismen zijn, zeker voor rupsmolens, betrekkelijk eenvoudig.
- Door de aard van de beweging tijdens het doorzetten is positionering van de draagblokken t.o.v. de werkblokken vrij eenvoudig, er zijn geen positioneermechanismen nodig.

Dit laatste voordeel brengt ook meteen een nadeel mee. De productversnellingen zullen hierdoor namelijk hoger liggen dan indien men de draagblokken over een cirkelbaan zou laten bewegen. Mechanismen waarbij de draagblokken wel over een cirkelbaan bewegen zijn ingewikkelder en vragen een aparte positionering indien men dezelfde nauwkeurigheid wil halen. Indien echter de snelheid een zeer belangrijke rol speelt dan zou men constructie 2 nog eens nader moeten onderzoeken.

Wil men dat de draagblokken tussen verschillende productiemachines uitwisselbaar zijn dan kan constructie 17 daaraan voldoen. T.o.v. 15 en 16 zal het koppelen en weer ontkoppelen van de draagblokken met de molen echter extra problemen opleveren.

DEEL II ALTERNATIEF ONTWERP VAN DE PENNENMOLEN

Hoofdstuk 5. Inleiding

5.1 Het waar en waarom van de pennenmolen

De pennenmolen is een stap-rust draaitafel ontwikkeld in 1977 [6]. Het indexeermechanisme werkt hierbij volgens het principe van de dubbelpal. Het door te zetten palwiel is hier uitgevoerd als een ring met pennen; vandaar de naam pennenmolen. Het is een relatief kleine en compacte molen die gebruikt kan worden bij de productie van kleine producten. T.g.v. de geringe afmetingen, en dus ook relatief geringe massatraagheid, kan de molen zeer hoge productiesnelheden halen. Bovendien kan men productiemachines modulair opbouwen uit meerdere molens, dit met de alle voordelen van dien. Bij het samenstellen van meerdere molens tot een productiemachine heeft men ook de mogelijkheid om langzamere bewerkingen parallel uit te voeren. Dit kan omdat er drie molens zijn ontworpen waarvan de cyclustijden zich verhouden als 1:2:3. Het spreekt dan voor zich dat de verhouding van de stapgroottes dezelfde moet zijn en dat er een soort buffer tussen de molens aanwezig moet zijn. Bij de Philips lampen fabriek in Aken is van dit principe gebruik gemaakt bij de productie van kleine auto-achterlichten. De productdragers zijn hier onderling verbonden door een flexibele stalen band waarop zij een geringe mate van bewegingsvrijheid hebben, hierdoor kunnen de productdragers nog elk afzonderlijk t.o.v. de molen gepositioneerd worden. De band beweegt langs alle molens, hierbij zijn compensatielussen aanwezig, en zorgt zo voor het transport van de draagblokken van een molen naar een andere.

5.2 De opdracht

Uit het onderzoek dat M. Grooten [5] heeft verricht naar de pennenmolen is naar voren gekomen dat de molen niet aan alle gestelde eisen voldeed. Aan de hand van zijn verslag zal getracht worden tot een verbeterd herontwerp te komen. Bovendien bestond de indruk dat de molen eenvoudiger uitgevoerd zou kunnen worden. De opdrachtomschrijving luidt nu:

- Verbeter de pennenmolen en tracht de constructie te vereenvoudigen.

De eisen die nu aan dit herontwerp worden gesteld zijn dezelfde als die gesteld werden aan de huidige pennenmolen.

De aanpak van de opdracht zal zijn dat in het volgende hoofdstuk allereerst de pennenmolen wordt beschreven. Ook zal een inventarisatie gemaakt worden van de belangrijkste tekortkomingen van de huidige pennenmolen. In hoofdstuk 7 zal dan een herontwerp gemaakt worden, hierbij hoort dan ook een samenstellingstekening. Tenslotte zullen in hoofdstuk 8 de conclusies en aanbevelingen volgen.

Hoofdstuk 6. Analyse van de tekortkomingen van de huidige pennenmolen

6.1 De werking van de pennenmolen

De pennenmolen (afb. 6-1) bestaat o.a. uit een pennenring(1) die een stap-rust beweging uitvoert. Het indexeermechanisme dat hiervoor zorgt bevindt zich binnen de pennenring en wordt aangedreven door een nokkenas(2). Deze nokkenas wordt op zijn beurt weer van onderaf aangedreven. Bovendien steekt deze boven door de afdekplaat van de pennenmolen en kan zo de werkblokken aandrijven. De pennenring wordt doorgezet door de opzethefboom(3). Zowel tijdens het doorzetten als tijdens de stilstand zal de pennenring gearreteerd worden. In het eerste geval t.o.v. de opzethefboom en in het andere geval t.o.v. de vaste wereld. Dit arreteren gebeurt door een z.g.n. muizen, hier respectievelijk de opzetarretmuis(4) en de wereldarretmuis(5) genoemd.

Met de muis is een spelingsvrije en kinematisch juist bepaalde arretering te bereiken [1][B]. De naam dankt hij aan zijn gelijkenis met een muis.

De opzetarretmuis bevindt zich op de opzethefboom en zorgt ervoor dat deze de pennenring tijdens de doorzetbeweging meeneemt. De wereldarretmuis arretereert de pennenring tijdens diens stilstand, de opzethefboom maakt dan de teruggaande slag. De beide muizen worden bediend door hefboomen, de wereldarretmuis(6) en de opzetarretmuis(7). De bewegingen van de drie hefboomen, die draaien om een centraal opgestelde as, worden voorgeschreven door even zo vele nokken op de nokkenas. Door vervanging van deze nokken kan men de stapgrootte van de molen wijzigen en zo een 1-, 2- of 3-voudige molen verkrijgen.

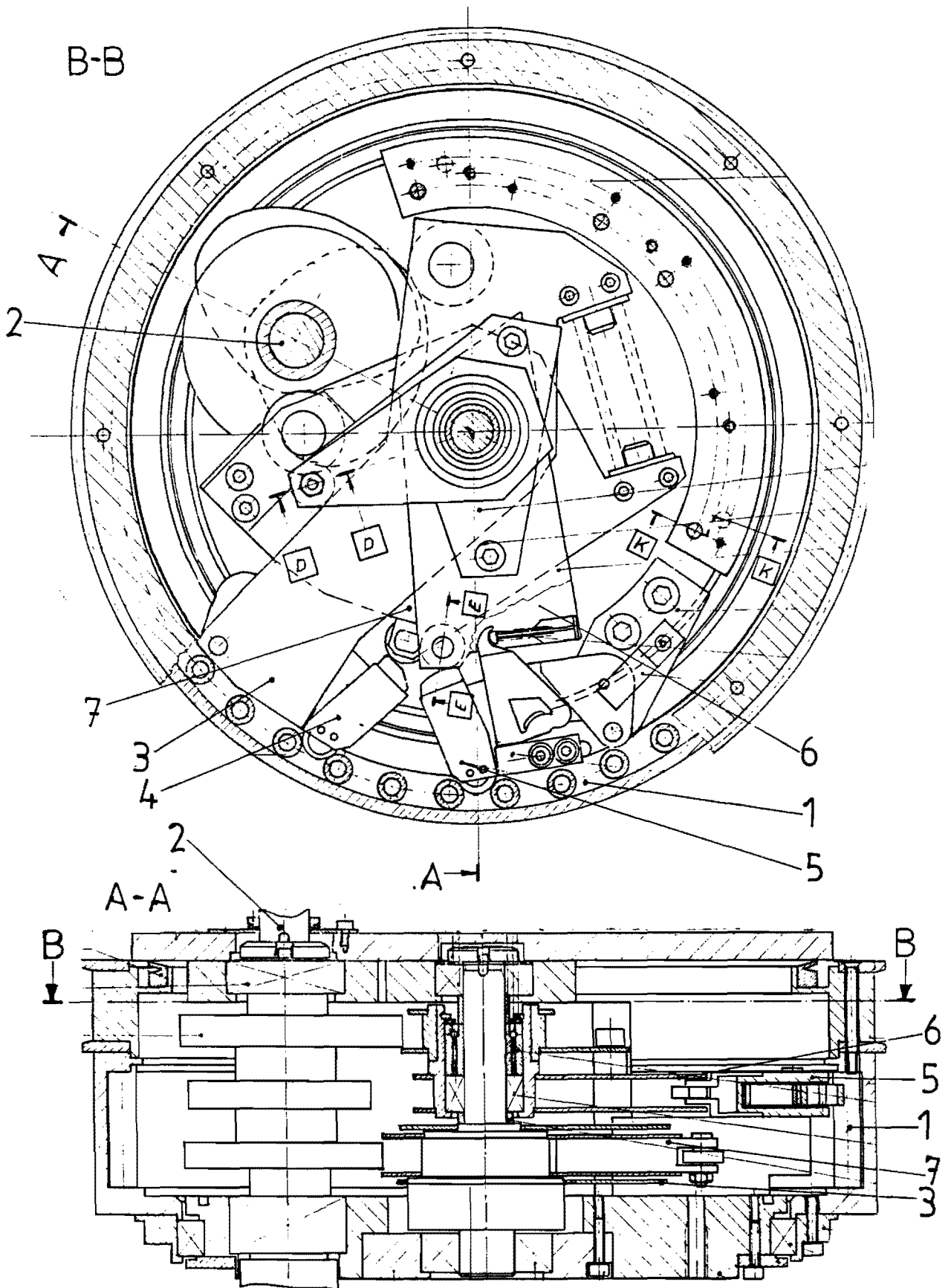
6.2 De positioneringsnauwkeurigheid van de pennenmolen

De dynamische positioneringsnauwkeurigheid.

Deze blijkt uit metingen bij snelheden van 12000 stuks per uur bij de enkelvoudige molen circa 10 μm te bedragen. Hierbij moet wel aangetekend worden dat deze ook afhankelijk is van de parameters τ en F_a van de aandrijving. Indien men voor een geschikte aandrijving zorgt is de dynamische positioneringsnauwkeurigheid dan voldoende.

De statische positioneringsnauwkeurigheid.

Deze is ongeveer 50 μm en wordt o.a. veroorzaakt door de slingering van de lagers, maatafwijkingen, zoals die van de pennen in de ring, etc.. Wil men de positioneringsnauwkeurigheid van de molen verhogen dan zal dit vooral betekenen dat men de toleranties verkleint. Dit zal echter sterk prijs verhogend werken.



Afb. 6-1 doorsneden van de pennenmolen

Door de bewerking die het nauwkeurigste moet gebeuren te laten plaatsvinden bij dezelfde pennen als waar de wereldarretmuis op arreteert is het nog mogelijk daar een hogere bewerkingsnauwkeurigheid te halen dan normaal. Een echte oplossing is dit natuurlijk niet, maar men kan hier toch soms zijn voordeel mee doen.

6.3 Positionering van de draagblokken op de pennenmolen

De nauwkeurigheid waarmee aan een product de bewerkingen plaatsvinden hangt niet alleen af van de nauwkeurigheid van positioneren van de molen. Deze wordt bovendien nog bepaald door de positionering van het product in wording t.o.v. de draagblokken en de positionering van de draagblokken t.o.v. de molen. Dit laatste lijkt voor verbetering vatbaar bij de huidige molen. Bij de huidige pennenmolen worden de draagblokken nl. op een ring gepositioneerd die aan de pennenring is bevestigd. Dit geeft t.o.v. de pennen dus een extra onnauwkeurigheid. Bovendien is de positionering niet spelingsvrij uitgevoerd. Een eenvoudige verbetering is nu de draagblokken meteen op de pennen van de pennenring te positioneren.

6.4 De belastbaarheid

Er wordt geëist dat de molen belastbaar is tot een moment van 28 Nm. Uit de metingen [5] blijkt dat dit niet gehaald wordt. Halverwege de opzet komt de nokrol van de opzethefboom namelijk los van de nok indien men de molen tegen de draairichting in belast met een belasting kleiner dan geëist. De nokrol zou in deze situatie op de nok gedrukt moeten worden door een drukveer tussen de opzethefboom en de opzetarrehetboom. Een mogelijke verklaring is dat de veerlengte tijdens de opzet niet constant is. Dit zou kunnen a.g.v. onnauwkeurigheden van de nokken. Bij een hoge stijfheid van de veer leidt dit dan al snel tot grote krachtvariatiën. Een tweede mogelijkheid is dat de benodigde veerkracht te laag is. Dit als gevolg van het niet voldoen aan gestelde specificaties door de veer dan wel dat deze te laag is berekend.

6.5 De stijfheid

Vanaf ongeveer 10 Nm wijkt de stijfheid, tegen de draairichting in, ongeveer een factor tien af van de gewenste stijfheid [5]. Een verklaring hiervoor moet gezocht worden in de muisconstructie. In bijlage B is dit nader onderzocht. De conclusie die hieruit getrokken kan worden is dat de muis verkeerd is ingesteld of dat de veer in de muis, die de damschiif tegen de aanslag en de pennen aandrukt, niet sterk genoeg is.

6.6 Algemeen

De huidige constructie lijkt op het eerste gezicht nogal complex. Bovendien blijkt de montage problemen op te leveren. Men zou daarom graag een eenvoudigere pennenmolen willen hebben.

Iets geheel anders zijn de perioden vlak voor en na het doorzetten. Tussen het arreteren van de pennenring door de opzetarretmuis en de opzet zit een rustperiode van circa $1/15$ van de cyclustijd. Een zelfde rustperiode vindt ook plaats tussen de opzet en het arreteren door de wereldarretmuis. Beide rustperiodes kunnen verkleind worden. Hierdoor ontstaat meer tijd voor de bewerkingen.

Hoofdstuk 7. Het ontwerp

7.1 Inleiding

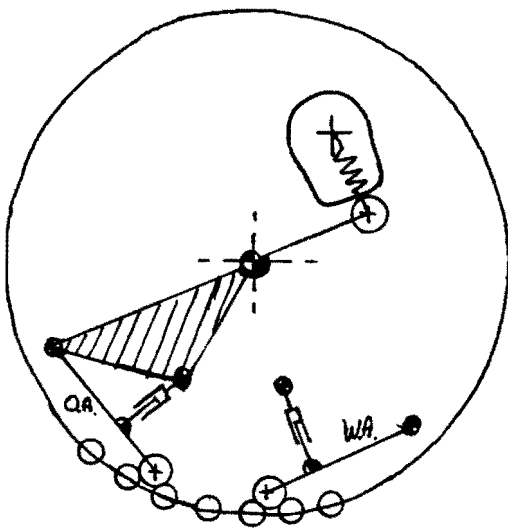
In dit hoofdstuk zal het herontwerp van de pennenmolen worden besproken. Een belangrijke keuze is de wijze van aandrijving van de muizen en het indexeren van de opzetarretmuis. Deze keuze zal gemaakt worden in 7.2. In 7.3 zal een tweede belangrijke keuze voor het verdere ontwerp gemaakt worden. Dit is de wijze van positioneren van de draagblokken op de molen. Indien beide keuzes zijn gemaakt is de basis voor het herontwerp gelegd. Het uitwerken hiervan zal dan gebeuren in 7.4.

7.2 Het mechanisme

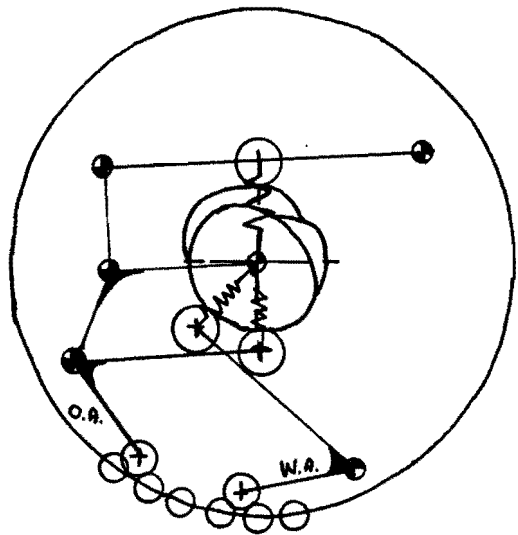
De uiteindelijke keuze van het mechanisme voor de positionering van de pennenring is gemaakt uit 3 mogelijkheden. Deze zijn:

- A Een zelfde mechanisme als bij de "oude" pennenmolen.
- B Een mechanisme waarbij de heen en terug gaande beweging van de opzetmuis nog gerealiseerd wordt door een nok. De arreter-beweging van de muizen wordt echter hydraulisch of pneumatisch aangedreven (Afb. 7-1).
- C De nokkenas die alle bewegingen aandrijft bevindt zich in het midden (Afb. 7-2).

In overleg met mijn begeleider is besloten mogelijkheid C, de centale nokkenas, verder uit te werken.



Afb. 7-1 schets van uitvoeringsvorm B

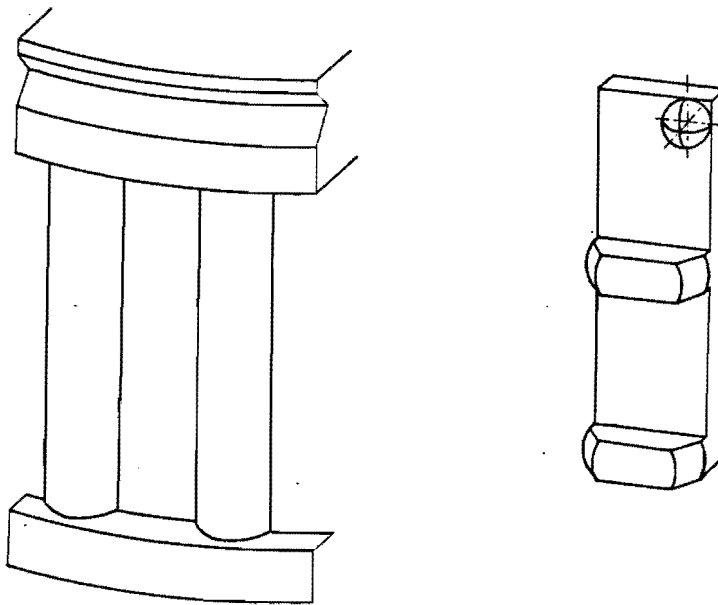


Afb. 7-2 schets van uitvoeringsvorm C

7.3 De positionering van de draagblokken

De draagblokken worden bij de huidige molen op een ring gepositioneerd die aan de pennen is bevestigd. Dit veroorzaakt extra afwijkingen. Daarom zal de molen nu zo ontworpen worden dat de draagblokken voor hun positionering zoveel mogelijk gebruik kunnen maken van de pennen. Hoe de draagblokken er precies uit komen te zien is niet van belang voor de molen, bovendien zal dit ook mede van de producten afhangen. Echter moeten er wel de voorwaarden geschapen zijn dat een goede positionering mogelijk is met eenvoudige middelen.

De positionering van de draagblokken houdt in dat men de zes vrijheidsgraden vastlegt, drie translaties en drie rotaties. Op de verticale translatie na kan men hiervoor gebruik maken van de pennen van de pennenring. Wil men alleen deze niet door de pennen laten vastleggen dan heeft men echter ook een verticale component in de aandrukkracht nodig. Om dat deze niet zonder meer door de band wordt geleverd is gekozen om ook de rotatie om de verticale as niet door de pennen te laten plaatsvinden. Het positioneer gedeelte van de draagblokken zou er dan als afbeelding 7-3 kunnen uitzien. Men heeft echter nog de vrijheid het anders uit te voeren.



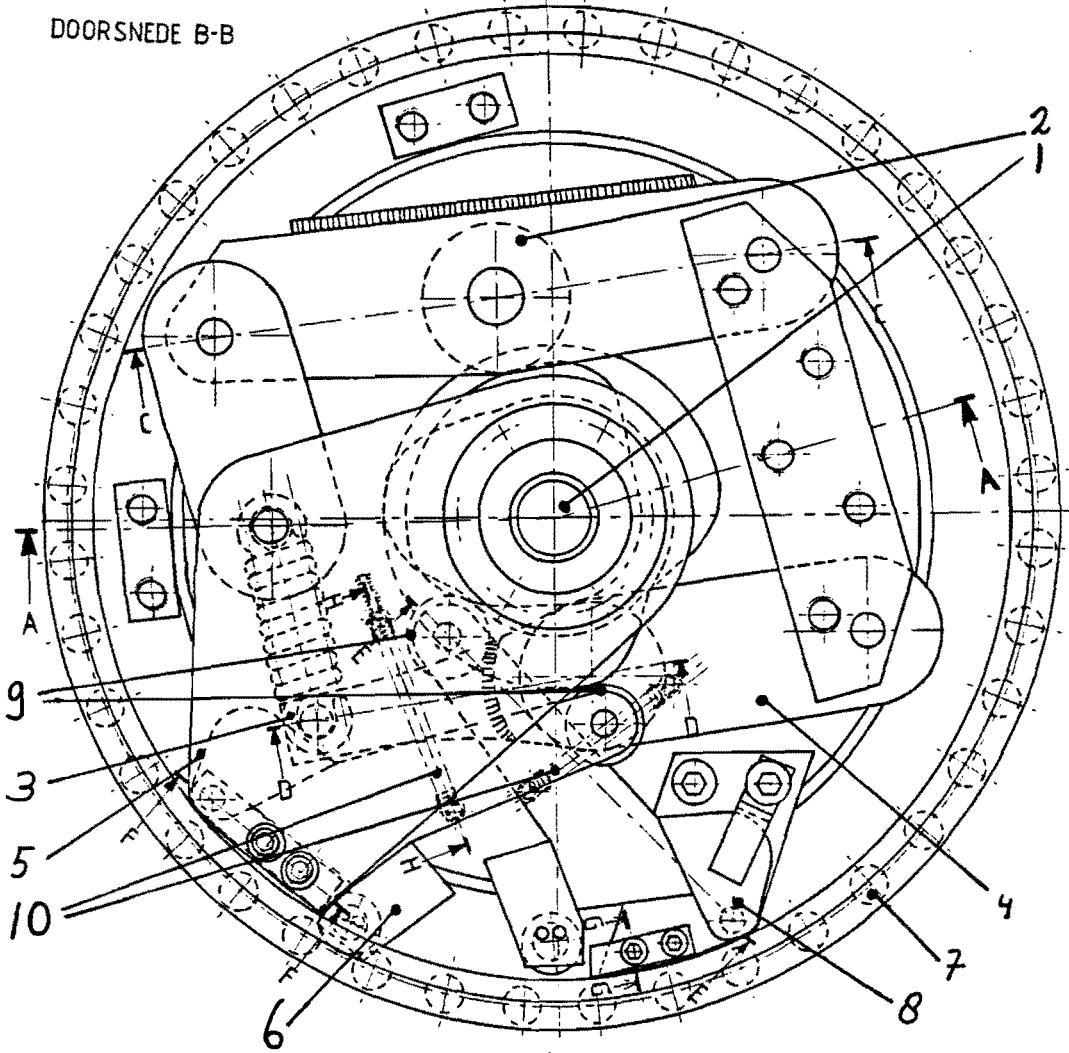
Afb. 7-3 deel van de pennenring met rechts daarnaast een uitvoering van het positioneergedeelte van de draagblokken

7.4 Uitwerking ontwerp

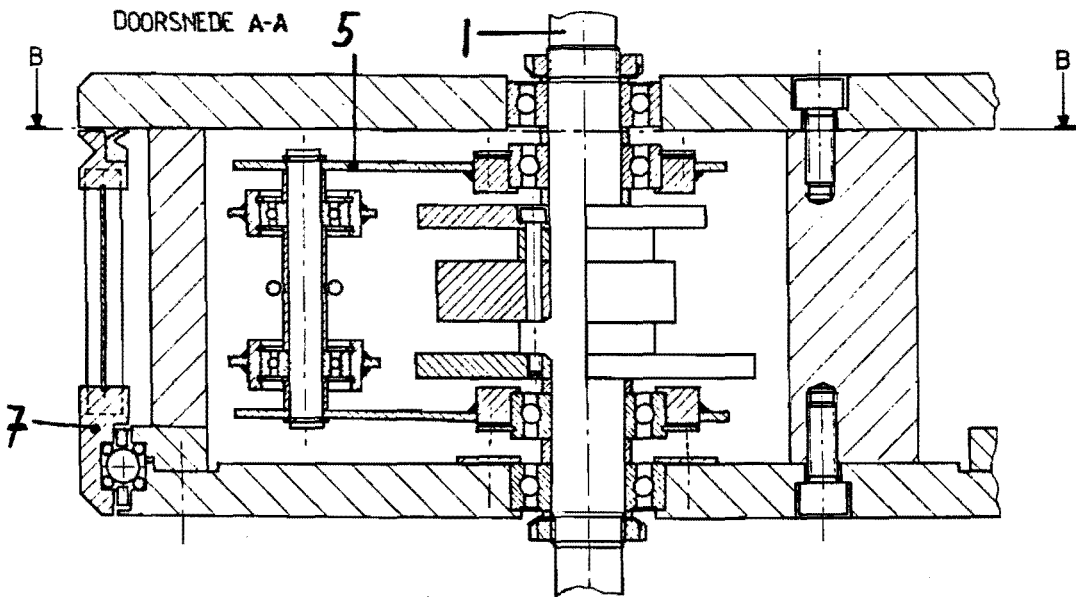
De werking van de pennenmolen zal beschreven worden aan de hand van de afbeeldingen 7-4 dan wel 7-2. Ook kan men hiervoor de bijgevoegde samenstellingstekening raadplegen. De berekeningen en/of specificaties van de belangrijkste onderdelen zijn te vinden in bijlage C.

Op een centraal opgestelde as(1) bevinden zich drie nokken. Deze as wordt van onderaf aangedreven en kan op zijn beurt aan de bovenzijde werkblokken aandrijven. De middelste nok drijft via een looprol(2) een vierstangenmechanisme aan. Om te zorgen dat de looprol steeds op de nok blijft wordt een veer(3) gebruikt die verbonden is met een compensatiestang(4). Een van de stangen van het stangenmechanisme is de opzethefboom(5) waaraan de opzetarretmuis(6) is bevestigd. Deze muis zorgt ervoor dat de pennenring(7) wordt meegenomen door de opzethefboom tijdens diens doorzetbeweging. Nadat de pennenring is doorgezet laat de opzetarretmuis deze los en gelijktijdig wordt deze dan gepositioneerd door de wereldarretmuis(8). De opzethefboom begint dan aan zijn teruggaande slag terwijl er bewerkingen aan de producten in wording kunnen plaatsvinden. Hierna laat de wereldarretmuis de pennenring los en arreteert de opzetmuis de pennenring weer. De cyclus kan nu weer van voren af aan beginnen. Als laatste moet nu nog de vraag beantwoord worden hoe de beweging van de muizen tot stand komt. Elke muis is hiervoor vast verbonden met een looprol(9) die d.m.v. een veer(10) op de nok wordt gedrukt. De beweging van de wereldarretmuis wordt voorgeschreven door de onderste nok. De beweging van de opzetarretmuis door de bovenste.

DOORSNEDE B-B



DOORSNEDE A-A



Afb. 7-4 herontwerp pennenmolen

Hoofdstuk 8. Conclusies en aanbevelingen

Een eerste conclusie die men kan trekken bij de vergelijking van de huidige pennenmolen met het alternatieve ontwerp is dat de constructie niet wezenlijk eenvoudiger is geworden. Aan de gestelde eisen met betrekking tot de nauwkeurigheid en de belastbaarheid wordt wel voldaan.

De statische nauwkeurigheid is vooral verbeterd door het rechtstreeks positioneren van de draagblokken op de pennen. De stijfheid die hierbij een rol speelt zal nu ook niet meer in elkaar zakken vanaf een bepaalde belasting, maar constant blijven binnen het geëiste werkgebied. Over de dynamische nauwkeurigheid kan minder gezegd worden, deze zal gemeten of berekend moeten worden. Deze zal echter grotendeels uitdempen voordat de bewerkingen plaatsvinden.

De keuze om dit alternatieve principe van de pennenmolen uit te werken is mede genomen op grond van de verwachting dat dit een eenvoudigere constructie zou opleveren. Nu dit nauwelijks het geval is gebleken lijkt een onderzoek naar de haalbaarheid van het oplossen van de gebreken bij de huidige molen ook gerechtvaardigd. Dit alvorens men zich op de verdere uitwerking van een nieuwe molen stort met alle extra risico's van dien. De conclusies die gemaakt zijn met betrekking tot de vertoonde gebreken kunnen bij dit onderzoek gebruikt worden. Hierbij is controle van deze conclusies, aan de huidige molen, met betrekkelijk eenvoudige middelen mogelijk.

Literatuur

- [1] W. v. d. Hoek Het voorspellen van dynamisch gedrag
en positioneringsnauwkeurigheid van
constructies en mechanismen.
Collegedictaat nr. 4.007, T.U.E., 1985

- [2] P.W. Koumans Nokmechanismen.
Collegedictaat nr. 4.042, T.U.E., 1985

- [3] P.R. ten Brinke & De rupsmolen als indexerende
G.B. Smeenk productiemachine.
Afstudeerrapport nr. WPA 0345, T.U.E.,
1987

- [4] H. Didden De rupsmolen.
afstudeerrapport nr. WPA 0 , T.U.E.,
1988

- [5] M. Grooten Analyse van de pennenmolen.
J-1 verslag nr. WPA 0481, T.U.E., 1987

- [6] H. Rienäcker Schnelle Basismühle.
Philipsrapport CFT: CTB 83.549, 1977

Vergelyking van de doorzetprincipes met betrekking tot de maximale productversnellingen.

De keuze van het doorzetprincipe is van belang by de uiteindelijke productversnellingen. De consequenties van de keuze voor een bepaald doorzetprincipe op de productiesnelheid, indien de productversnellingen snelheids beperkend zijn, zullen nu bekeken worden. Vier principes zullen vergeleken worden, te weten:

- 1 de basismolen
- 2 de rupsmolen, met één draagblok meer dan werkblokken, waarbij de draagblokken volgens een cirkelbaan bewegen
- 3 de rupsmolen, met één draagblok minder dan werkblokken, waarbij de draagblokken volgens een cirkelbaan bewegen
- 4 de rupsmolen, met één draagblok meer dan werkblokken, waarbij de draagblokken op gelijke afstand van elkaar blijven.

De productiesnelheid van de laatste drie zal vergeleken worden met die van de basismolen. Hierby zal dan voor allen gelden dat de bewerkingstijden aan elkaar gelijk zijn en het aantal werkblokken evenzo.

1 De basismolen n, t_r, t_m, h_m ($t_r = \text{Rust tijd}$)

de productie is evenredig met: $\frac{1}{t_c} = \frac{1}{t_r + t_m}$

Bijlage A

- 2 Rupsmolen, met één draagblok meer dan werkblokken, waarbij de draagblokken volgens een cirkelbaan bewegen.

draagblokken $n+1$
werkblokken n
 $t_m^*, t_R^* = t_R, h_m^*$

De draagblokken zullen tijdens het doorzetten als het ware verdichten. Als men er van uit gaat dat de hefhoogte bij de basismolen minimaal is genomen zal men hier dus een grotere hefhoogte benodigen om de draagblokken niet tegen elkaar aan te laten botsen.

Stel de nadering tussen de draagblokken Δh
 $\Delta t = t_c^*/n+1$ Δt : tyd-verschuiving opzettingfuncties
Voor de scheve sinus opzettingfunctie geldt dan:

$$\Delta h = \frac{h_m^*}{t_m^*} \cdot t - \frac{h_m^*}{2\pi} \sin \frac{2\pi t}{t_m^*} - \frac{h_m^*}{t_m^*} (t - \Delta t) + \frac{h_m^*}{2\pi} \sin \frac{2\pi(t - \Delta t)}{t_m^*}$$

Het maximum van Δh treedt op voor $\frac{t}{t_m^*} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \frac{\Delta t}{t_m^*}$
invullen:

$$\Delta h_{\max} = h_m^* \cdot \left(\frac{\Delta t}{t_m^*} + \frac{1}{\pi} \sin \frac{\pi \Delta t}{t_m^*} \right)$$

Verder geldt nog:

$$h_m^* = \Delta h_{\max} + h_m$$

$$h_m/1/2 = h_m^*/1/2$$

(uit: niet botsen draagblokken)

(uit: gelijk stellen product versn.)

Bijlage A

Uit dit alles volgt dan:

$$\frac{\text{productie rupsmolen}}{\text{productie basismolen}} = \frac{t_c}{t_c^*} \cdot \frac{n+1}{n} = \frac{n+1}{n} \cdot \frac{t_c^* - t_m^* + t_m}{t_c^*}$$

$$= \left[1 - \frac{t_m^*}{t_c^*} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{t_c^*}{(n+1) \cdot t_m^*} - \frac{1}{\pi} \sin \pi \frac{t_c^*}{(n+1) t_m^*}} \right) \right] \frac{n+1}{n}$$

Het productieverlies blijkt nu in het gangbare gebied, al vanaf n groter dan 10, kleiner dan 1% t.o.v. de basismolen te zijn. En dit neemt met het verder toenemen van n zeer snel verder af.

Dit productieverlies geldt voor de scheve sinus, bij bijvoorbeeld een aangepaste sinus is het productieverlies zelfs nog iets kleiner. Het blijft dus verwaarloosbaar klein.

- 3 Rupsmolen, met één draagblok minder dan werkblokken, waarbij de draagblokken volgens een cirkelbaan bewegen.

Draagblokken $n-1$

Werkblokken n

$$t_m^*, t_r^* = t_r, \quad h_m^* = h_m$$

$$\frac{h_m}{t_m^2} = \frac{h_m^*}{t_m^{*2}} \Rightarrow t_m^* = t_m \Rightarrow t_c^* = t_c$$

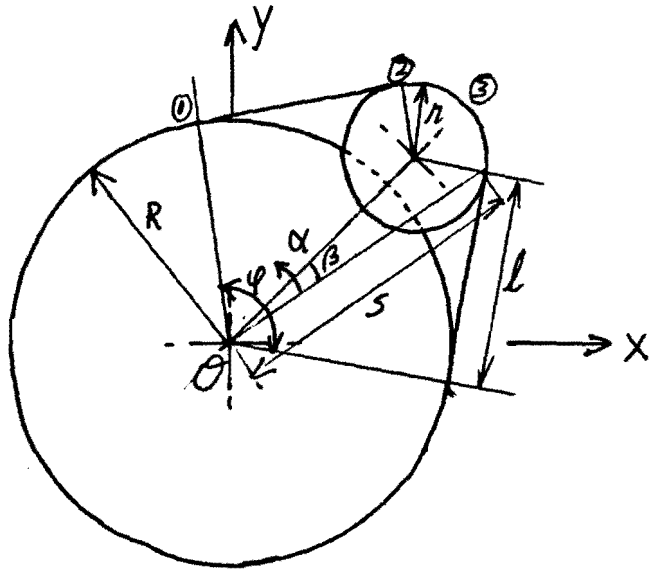
De productiesnelheid lijkt hier dus gelijk te blijven echter t_c^* was gezien vanuit de draagblokken. Er is nu een draagblok minder dus:

$$\text{productieverlies t.o.v. de basismolen} = \frac{1}{n} \cdot 100\%$$

Bijlage A

- 4 Rupsmlen, met één draagblok meer dan werkblokken, waarbij de draagblokken op gelijke afstand van elkaar blijven.

Om de berekeningen te kunnen doorvoeren is voor de hiernaast staande constructie gekozen.



ψ : doorzethoek, t_m^* , $t_r^* = t_r$, $h_m^* = h_m$
 n het aantal werkblokken
 $n+1$ het aantal draagblokken

De versnellingen zijn dan:

voor $t=0$ tot $t=t_2$ ($\alpha=0$ tot $\alpha=\alpha_2$)

$$\ddot{y} = \dot{\alpha}^2 \cdot R \cdot \left[-\sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\psi}{2} + \alpha\right) \left(1 - \frac{r}{R}\right) - \frac{2}{R} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\psi}{2} + \alpha\right) - \frac{\alpha}{R} \cdot s' \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4} + \beta + \alpha\right) + \frac{2}{R} \cdot s' \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4} + \beta + \alpha\right) \right]$$

$$\ddot{x} = \dot{\alpha}^2 \cdot R \cdot \left[-\left(1 - \frac{r}{R}\right) \cos\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\psi}{2} + \alpha\right) + \frac{2}{R} \sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\psi}{2} + \alpha\right) - \frac{\alpha}{R} \cdot s' \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4} + \beta + \alpha\right) - \frac{2}{R} \cdot s' \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4} + \beta + \alpha\right) \right]$$

voor $t=t_2$ tot $t=t_3$ ($\alpha=\alpha_2$ tot $\alpha=\alpha_3$)

$$\ddot{y} = \dot{\alpha}^2 \cdot R \cdot \left[-\sqrt{l'^2 + (1-r')^2} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4} + \alpha\right) - r' \sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\psi}{2} + \alpha - \gamma\right) (1 - \frac{1}{2})^2 \right]$$

$$\ddot{x} = \dot{\alpha}^2 \cdot R \cdot \left[-\sqrt{l'^2 + (1-r')^2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4} + \alpha\right) - r' \cos\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\psi}{2} + \alpha - \gamma\right) (1 - \frac{1}{2})^2 \right]$$

met: $\alpha = \left(\psi + \frac{2\pi}{n}\right) \cdot \frac{t}{t_m^*}$, $\dot{\alpha} = \left(\psi + \frac{2\pi}{n}\right) \cdot \frac{1}{t_m^*}$, $l' = \frac{l}{R} = (1-r') \cdot \tan \frac{1}{2} \psi$
 $s' = \frac{s}{R} = \sqrt{l'^2 + 1}$, $\beta = \frac{\psi}{2} - \arctan l'$, $r' = \frac{r}{R} = 1 + \frac{2\pi/n}{\psi - 2 \tan \frac{1}{2} \psi}$
 $\gamma = \frac{1}{n} \cdot \alpha - \frac{\alpha_2}{n}$, $\alpha_2 = l'$, $R = h_m \cdot n / 2\pi$, $\psi = \frac{2\pi}{n} \cdot \frac{n t_m^* - t_r}{t_m^* + t_r}$

Bijlage A

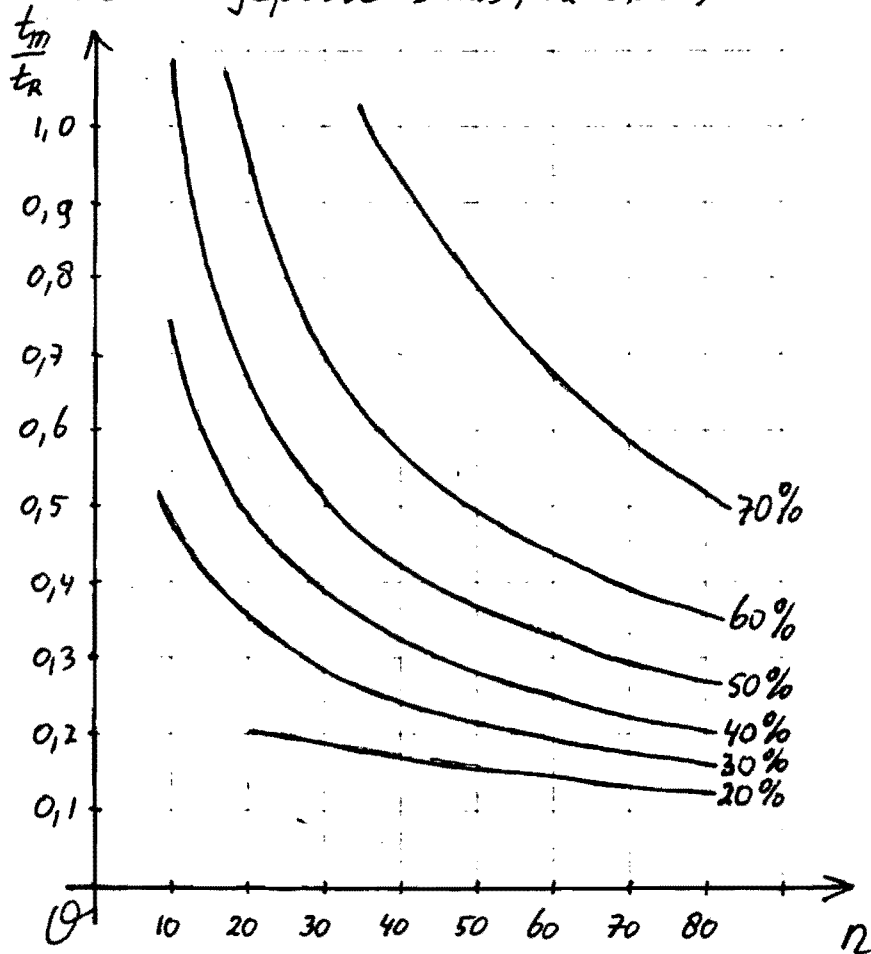
$$Q_{\max \text{ basis}} = Q_{\max \text{ rups}} \rightarrow C_a \cdot \frac{h_m}{t_m^3} = k \cdot \alpha^2 \cdot R$$

hieruit volgt

$$\frac{t_m}{t_r} = \sqrt{\frac{C_a \cdot n}{2\pi k}} \cdot \frac{t_m^*/t_r + 1}{n+1}$$

$$\text{productie verlies t.o.v. de basis molen} = \frac{\frac{t_m^*}{t_r} - \frac{t_m}{t_r}}{\frac{t_m^*}{t_r} + 1} \cdot 100\%$$

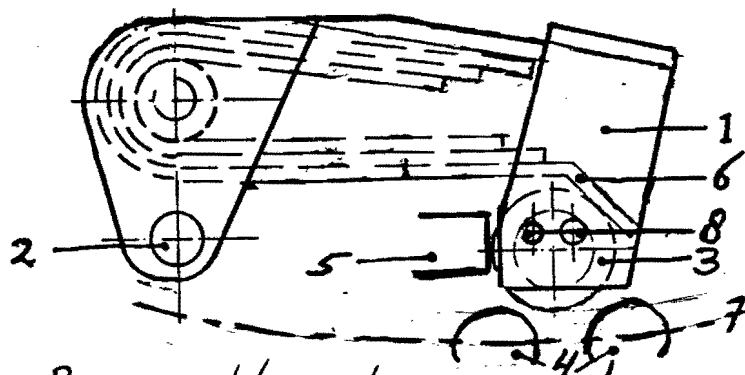
De hieronder staande grafiek geeft nu het productieverlies van de rups molen t.o.v. de basismolen als functie van $\frac{t_m^*}{t_r}$ en n , voor de aangepaste sinus, $C_a = 5,53$,



De hierboven staande grafiek geldt voor de aangepaste sinus, $C_a = 5,53$. Voor de meest gebruikte andere opzettingen zal de grafiek er niet veel anders uitzien daar zij een praktisch gelijk C_a hebben, en de invloed daarvan niet groot is.

Analyse van de muis

Uit metingen [5] blijkt de stijfheid van de molen, tegen de draairichting in, vanaf circa 10 Nm plotseling af te nemen. De indruk bestaat dat dit wordt veroorzaakt door de muis. Daarom nu een analyse van de muis. Eerst zal echter een korte beschrijving van zijn werking worden gegeven.



Afb. 1. De wereldarretmuis op de molen.

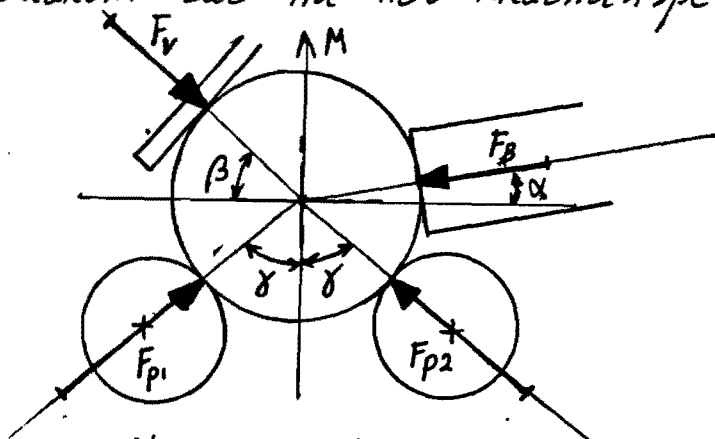
De arretbeweging bestaat uit een vaste hoekverdraaiing van het huis (1) om een draaipunt (2). De damschiyf (3) zal, indien het huis in de richting van de pennen (4) beweegt, zich een plaats zoeken tussen twee pennen en het vaste aanslagblok (5). In het algemeen zal de damschiyf deze drie aanslagen na elkaar raken. Heeft hy contact met twee pennen dan brengt hij de tangentiële component van de kracht van de veer (6) over op de pennenring (7) die deze dan doet draaien tot de damschiyf het aanslagblok raakt. Heeft de damschiyf eerst contact met een pen en het aanslagblok dan dwingt hy eveneens op vrijwel de gelijke manier de pennenring in de juiste stand. Beweegt het

Bijlage B

huis zich weer terug dan zal de damschiyf door de twee pennetjes (θ) worden meegenomen en loskomen van de pennering en het aanslagblok. De pennering kan dus weer vrij bewegen. Het zo verkregen arret is spelingsvrij, kinematisch juist bepaald en gemakkelijk af te stellen.

Een mogelijke verklaring voor de verandering van de stijfheid is dat de damschiyf in de gearreterde stand ook nog in contact is met een van de twee pennetjes in de damschiyf. Hierdoor zou de veer dan het huis van de muir opspannen i.p.v. de damschiyf tegen zijn aanslagen aan te drukken. Om deze mogelijkheid uit te kunnen sluiten is het voldoende om een paar metingen van de stijfheid te doen waarbij men het aanslagblok verschuift. Zou dit de verklaring zijn dan zijn de metingen toevallig aan een slecht ingestelde muir gedaan.

Een tweede mogelijkheid is een te slappe veer. Daarom zal nu het krachten spel bekeken worden.



Volgens geometrie van de molen:

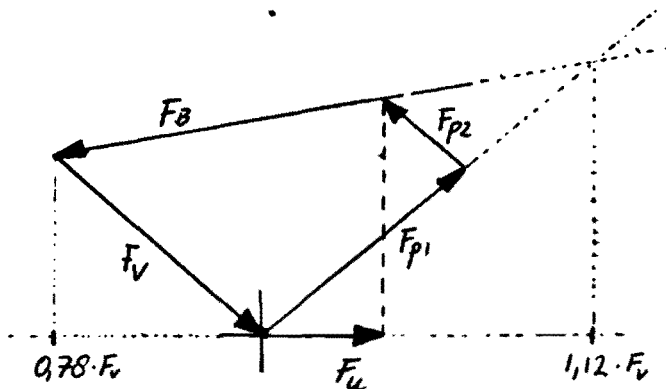
$$\alpha = 8^\circ$$

$$\beta = 39^\circ$$

$$\gamma = 52^\circ$$

Afb. 2. De krachten op de damschiyf.

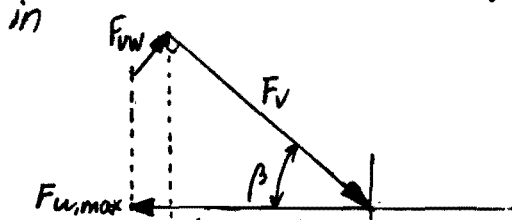
Bijlage B



Afb. 3. Krachten diagram van de damschiif.

De uitwendige tangentiële kracht op de molen (F_u) wordt opgevangen door de pennen van de pennenring die in contact staan met de damschiif, zie afb. 2 en afb. 3. Vergroot men nu deze uitwendige tangentiële kracht F_u dan kan er een moment komen dat de damschiif loskomt van een van zijn 3 aanslagen. De veer van de muis zal dan verder worden ingedrukt terwijl de pennenring beweegt, de stijfheid van het arreteermechanisme gaat dan op dat moment met een sprong naar beneden. Uit afb. 3 kan men afleiden dat een verandering van de stijfheid eerder zal optreden tegen de draairichting in, hier dus naar links, dan naar rechts. Het verschil is echter te klein om een verklaring te kunnen zijn. Er zal daarom nu een verbeterd model gemaakt worden, hierin zullen dan ook de wrijvingskrachten een rol spelen.

1^e situatie: de damschiif komt los van aanslagblok t.g.v. een moment tegen de draairichting in



F_{w} : wrijvingskracht t.g.v. F_v
 $F_{w} = \mu \cdot F_v$

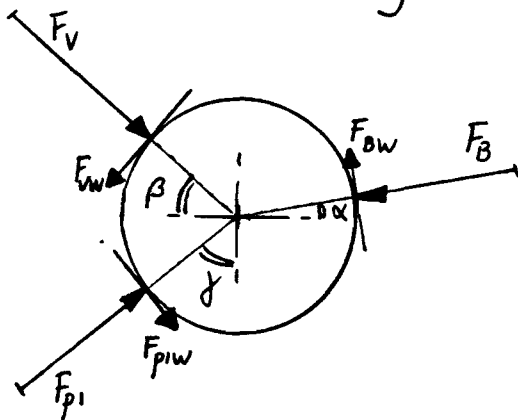
Afb. 4. Maximale uitwendige kracht naar links.

Bijlage B

Zoals men kan zien heeft het nieuwe model weinig invloed op de maximale uitwendige kracht die de pennenmolen kan opnemen.

	F_u , Links max
$\mu = 0$	$0,78 \cdot F_v$
$\mu = 0,1$	$0,84 \cdot F_v$
$\mu = 0,2$	$0,90 \cdot F_v$

2^e situatie: De damschild komt los van de rechterpen t.g.v. een moment met de draairichting mee.



Met:
de absolute waarde van de wryvingskrachten altijd kleiner dan het product van de erby horende normaal-kracht en de wryvingcoëff.

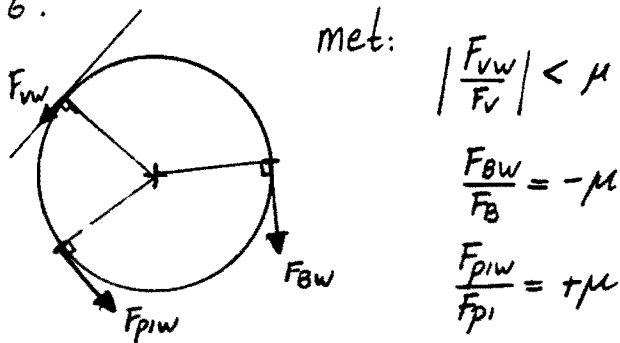
Afb. 5. Definitie van de krachten op het moment dat de dam wil loskomen van de rechterpen.

M.b.v. de stelling dat de som van de momenten en de som van de krachten nul moeten zijn en met het verband tussen F_u en F_{p1} krijgt men een stelsel van 4 vergelijkingen met 5 onbekenden.

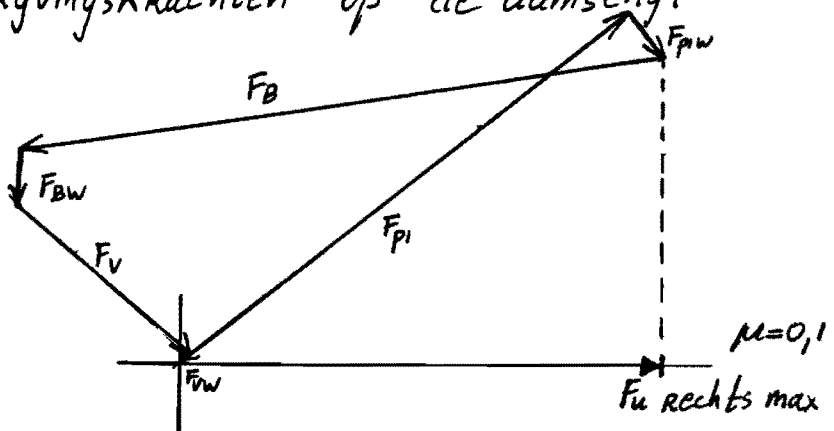
$$\left[\begin{array}{l} F_B = -1,06 \cdot F_{p1} + 2,15 \cdot F_u + 0,94 \cdot F_v \\ F_{Bw}/F_v = 1,72 \cdot \frac{F_{p1}}{F_v} - 1,80 \cdot \frac{F_u}{F_v} - 0,43 \\ F_{p1w}/F_{p1} = -1,28 + 1,62 \cdot \frac{F_u}{F_{p1}} \\ F_{Bw}/F_B = \frac{-0,44 \cdot F_{p1} + 0,18 \cdot F_u + 0,43 \cdot F_v}{-1,06 \cdot F_{p1} + 2,15 \cdot F_u + 0,94 \cdot F_v} \end{array} \right.$$

Bijlage B

De laatste vergelijking die men nodig heeft volgt uit de volgende redenering. Op het moment dat de damschijf werkelijk wil loskomen van de rechterpen zal de wrijvingskracht op 2 aanlegvlakken maximaal zijn geworden. Op het derde aanlegvlak is de wrijvingskracht nog niet maximaal en zal hierover gaan rollen, dit stelt dan ook meteen eisen aan de richting van de 2 andere wrijvingskrachten. Er zijn dus drie vlakken waarover de damschijf kan gaan rollen, over welke hij daadwerkelijk zal gaan rollen is nu nog onbekend. Het blijkt door deze 3 situaties in de vergelijkingen in te vullen dat de damschijf over de veer gaat rollen (er is wel vanuit gegaan dat de wrijvingscoëfficiënten voor elk contact gelijk zijn) zie afb 6.



Afb. 6. Wrijvingskrachten op de damschijf



Afb. 7. Krachten diagram van de damschijf ($\mu=0,1$)

Bijlage B

De uitwendige kracht die de pennenmolen nu kan opnemen alvorens de stijfheid daalt is volgens dit nieuwe model dus nogal toegenomen.

	F_u , rechts max	F_u , Links max
$\mu=0$	$1,1 \cdot F_v$	$0,78 \cdot F_v$
$\mu=0,1$	$2,1 \cdot F_v$	$0,84 \cdot F_v$
$\mu=0,2$	$6,2 \cdot F_v$	$0,90 \cdot F_v$

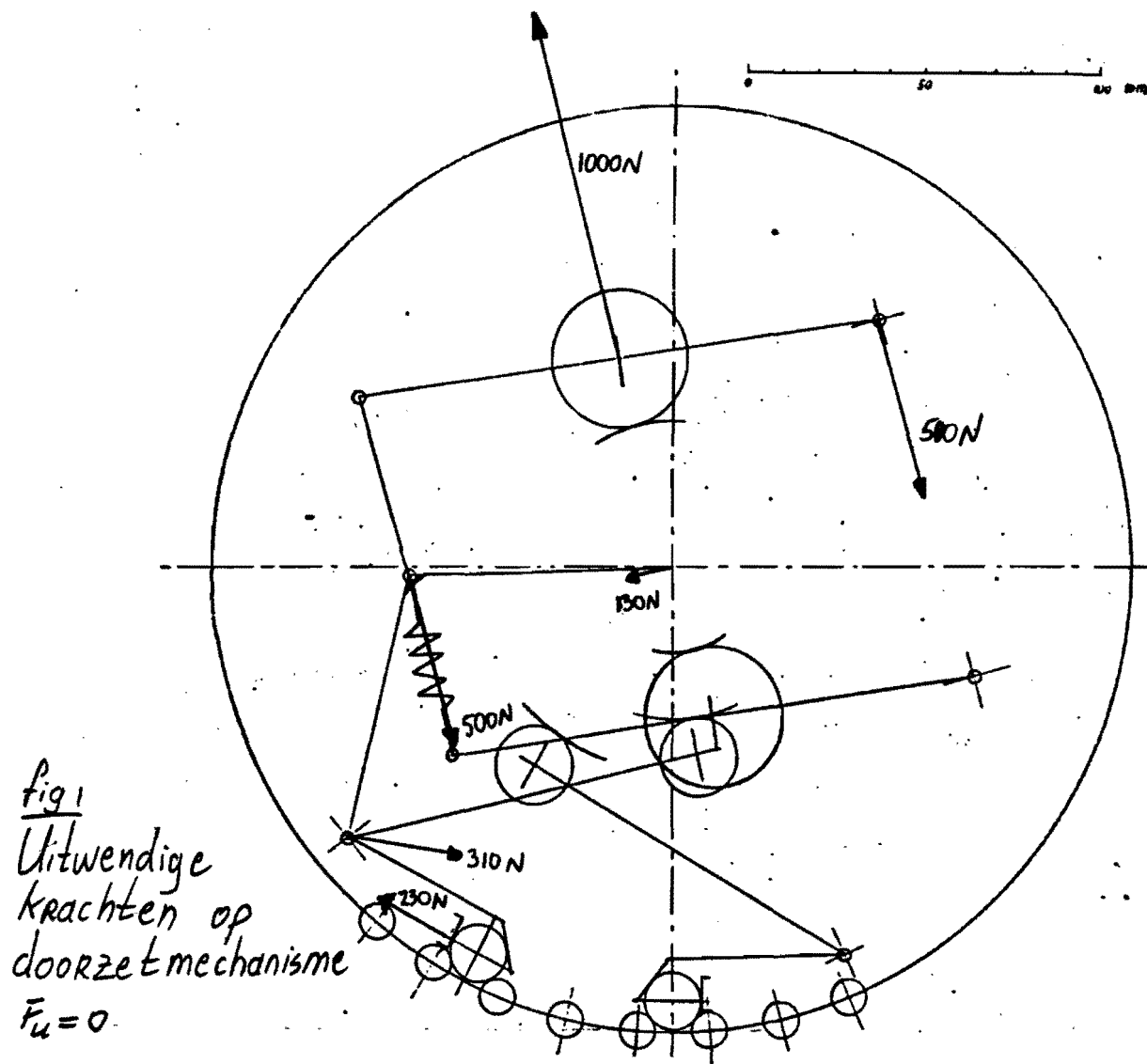
(By $\mu=0,3$ zal de stijfheid zelfs niet meer afnemen t.g.v. dit effect by een kracht naar rechts)

Conclusie: De afname van de stijfheid vindt plaats bij een kleinere kracht tegen de draairichting in dan met de draairichting mee. Een te slappe veer is hiervoor de waarschijnlijkste verklaring. Om de andere, minder waarschijnlijke, verklaring te elimineren volstaan enkele eenvoudige metingen.

Bylage C

Berekeningen en/of specificaties van de belangrijkste onderdelen van de pennenmolen

Als uitgangspunt voor de meeste berekeningen gelden de maximaal optredende krachten. Deze zijn in de volgende 5 figuren ingetekend. F_u stelt hierby de kracht voor uitgeoefend op de omtrek van de molen. F_u maximaal komt overeen met een moment van 28 Nm op een diameter van 260 mm



Bijlage C

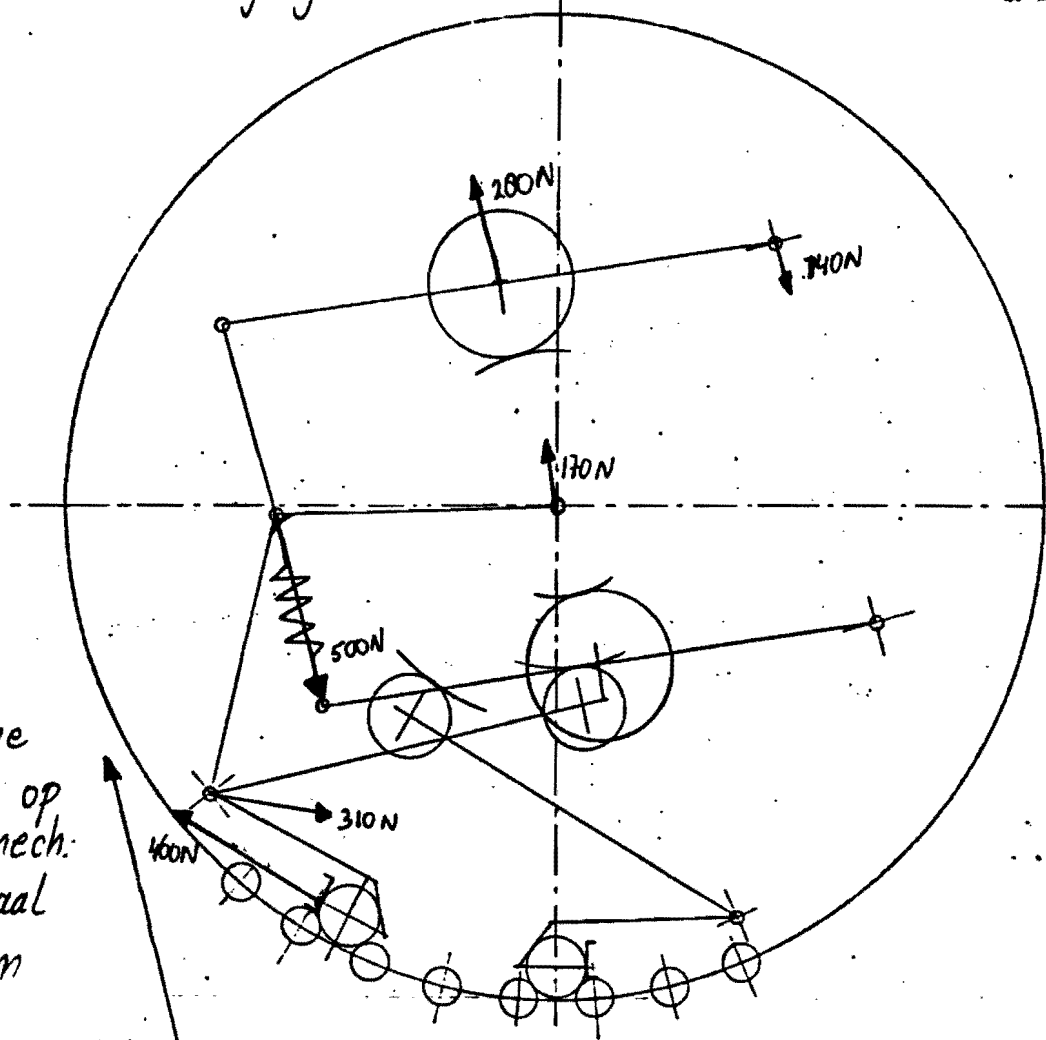
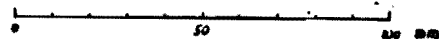


fig 2
Uitwendige
krachten op
doorzetmech:
 F_u maximaal
Rechtsom

1760N

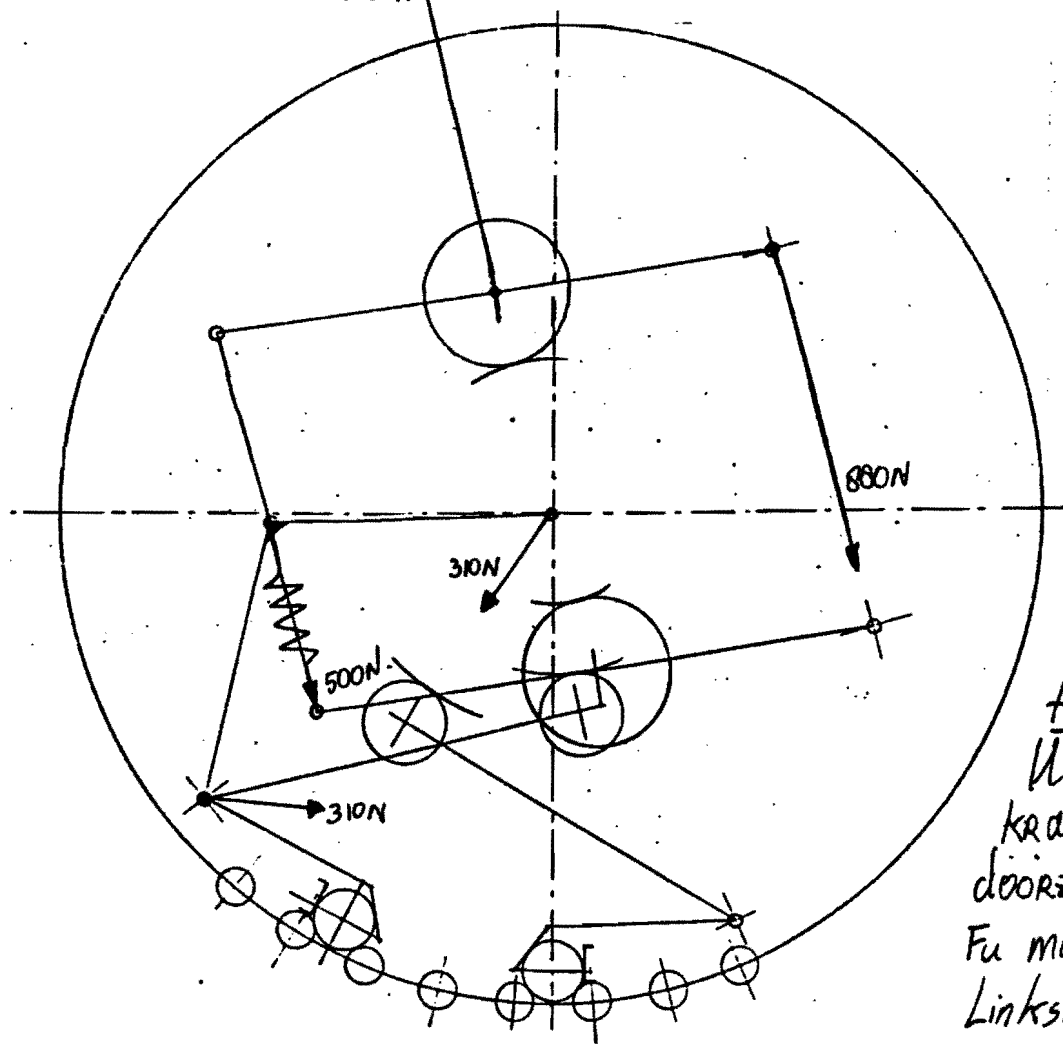


fig 3
Uitwendige
krachten op
doorzetmech.
 F_u maximaal
Linksom

Bijlage C

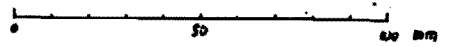


fig 4
Uitwendige
krachten op
wereldarret-
muis.

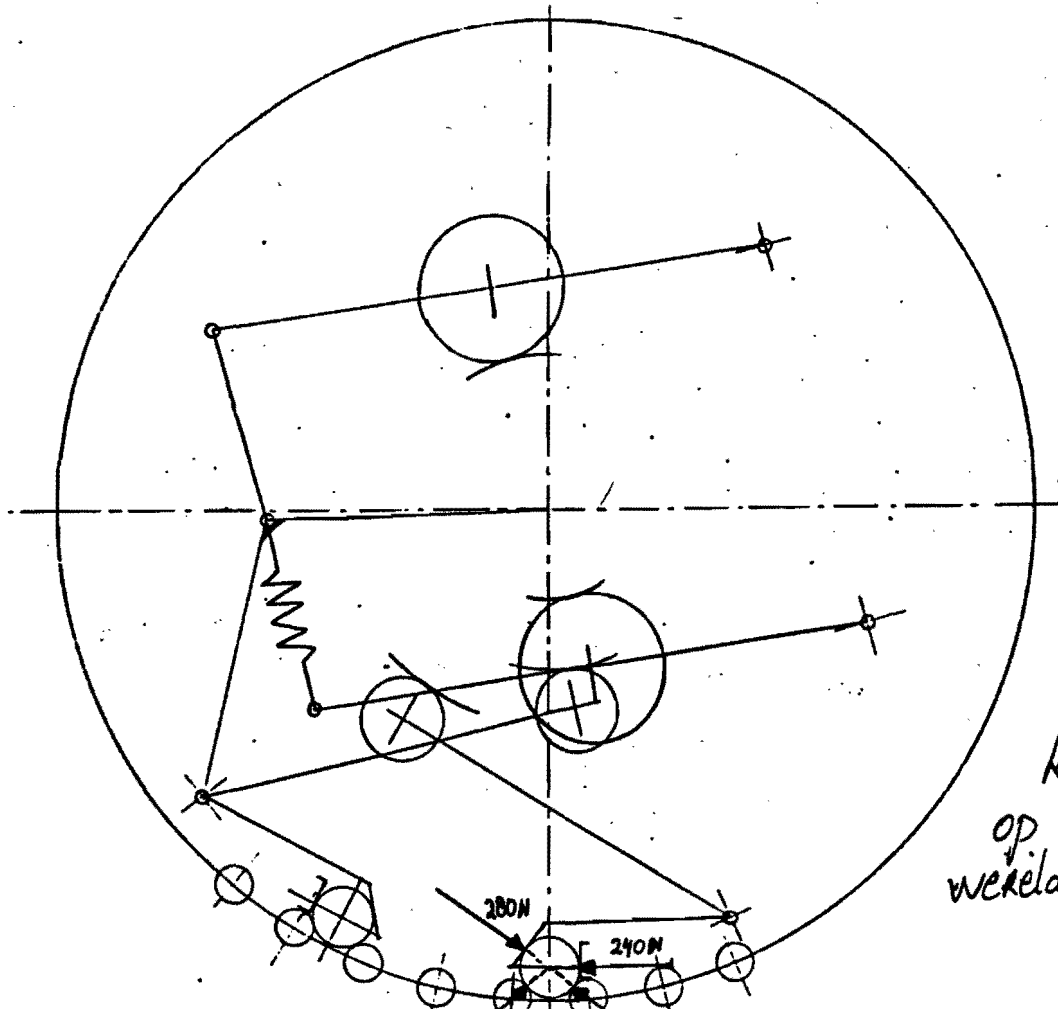
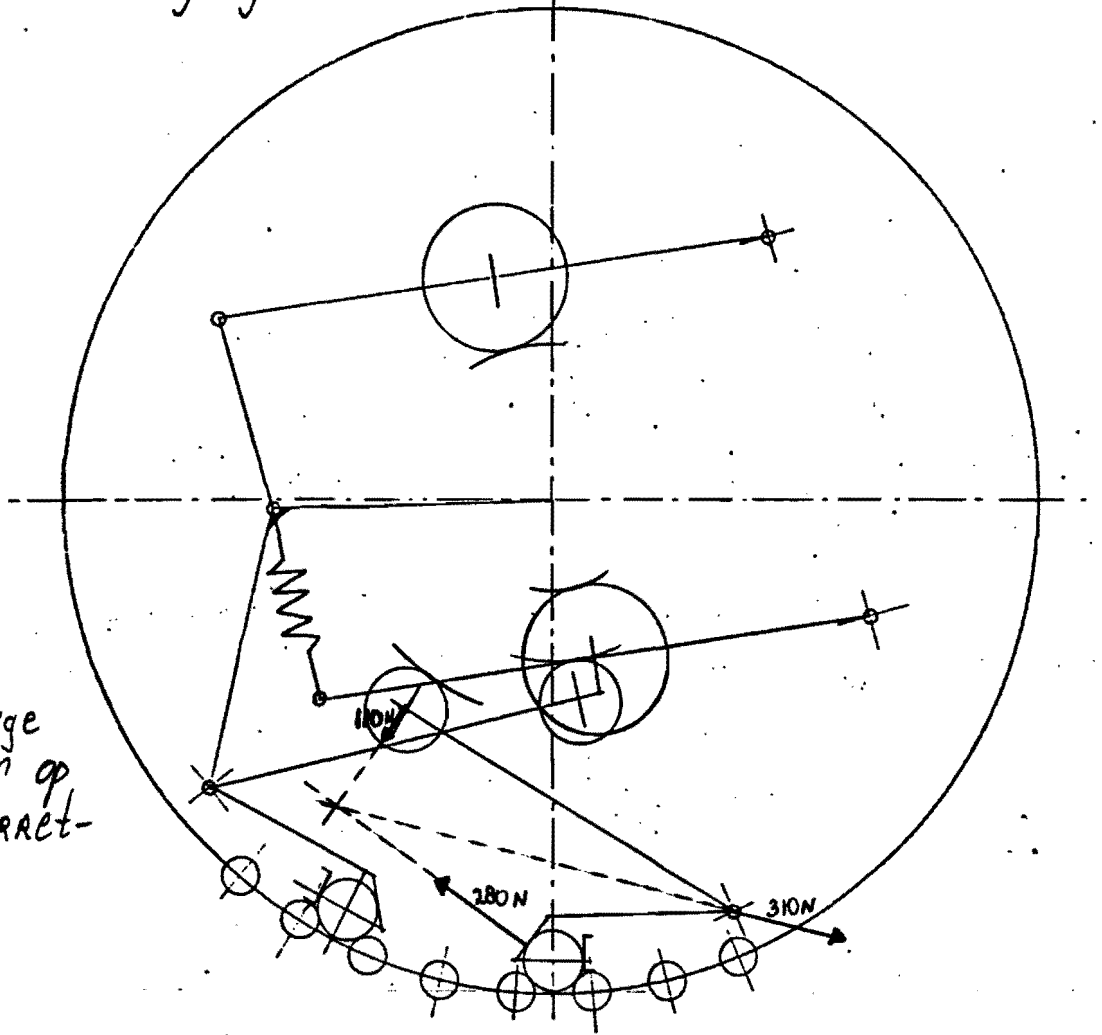


fig 5
Uitwendige
krachten
op damschijf
wereldarretmuis
 $F_u = 0$

Bylage C

De veren

De veer, die de looprol op de nok moet houden, die de opzethetboom beweegt, moet een trekkracht leveren van 500 N. Uit figuur 2 kan men dan aflezen dat men nog een veiligheidsmarge van 25% heeft. Een veer die hier aan voldoet staat in figuur 6.

TREKVEREN EXTENSION SPRINGS
RESSORTS DE TRACTION ZUGFEDERN

Tevema
TELEFOON (020) - 822961
TELEX 11339



1 KG = 9,80665 Newton 1 N = 0,10197 KG

DIN 17223 C - 1.1200

DIN 17224 - 1.4310

d	Dm	L ₀	f _n	P _n Newton	P/f N/mm	Nummer	Prijsgroep	P _n Newton	P/f N/mm	Nummer	Prijsgroep
3.6	14.4	56.9	9.35	630.00	57.20	T32900	M	524.79	47.65	T42900	P
		78.5	15.00		35.80	T32910	M		29.82	T42910	P
		111.0	23.40		22.90	T32920	M		19.08	T42920	P
	21.4	68.1	23.00	473.00	17.50	T32930	M	394.01	14.58	T42930	P
		89.7	36.80		10.90	T32940	M		9.08	T42940	P
		122.0	57.60		6.98	T32950	M		5.81	T42950	P
		176.0	92.10		4.37	T32960	N		3.84	T42960	Q
	36.4	92.1	72.90	304.00	3.54	T32970	M	253.23	2.95	T42970	P
		114.0	117.00		2.22	T32980	M		1.85	T42980	P
		146.0	182.00		1.42	T32990	N		1.18	T42990	Q
		200.0	292.00		0.88	T33000	N		0.73	T43000	Q
		272.0	437.00		0.59	T33010	O		0.49	T43010	S

fig. 6

De veren die zorgen dat de looprollen van de muizen er opgedrukt blijven hoeven alleen de traagheidskrachten op te vangen als gevolg van de versnellingen van de muizen.

$$\text{stel: } t_{m, \text{muis}} = \frac{1}{10} t_c \quad t_c = \frac{3600}{12.000} = 0,3 \text{ s}$$

$$t_{m, \text{muis}} = 0,03 \text{ s}$$

$$\text{Scheve Sinus: } = \frac{2\pi h m}{t_m^2}$$

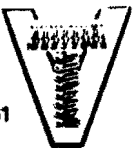
Bylage C

Indien men a_{max} uitrekent komt men zo op ongeveer 100 m/s^2 uit. Dit is dan de maximale versnelling van de looprol. De totale massa van de muis wordt geschat op $0,2 \text{ kg}$. Aangezien deze grotendeels is gesitueerd rond het draaipunt zal een aandrukkracht van 10 Nm voldoende moeten zijn. In fig 7 staat nu de gekozen veer.

TREKVEREN
RESSORTS DE TRACTION

EXTENSION SPRINGS
ZUGFEDERN

Tevema
TELEFOON 020 - 822961
TELEX 11339



1 KG = 9,80665 Newton 1 N = 0,10197 KG

DIN 17223 C - 1.1200								DIN 17224 - 1.4310			
d	Dm	L_n	f_n	Pn Newton	P/f N/mm	Nummer	Prijsgroep	Pn Newton	P/f N/mm	Nummer	Prijsgroep
0,7	2,8	11,1	2,36	30,7	11,10	T31170	C	25,6	-9,25	T41170	F
		15,3	3,78		6,95	T31180	C		5,79	T41180	F
		21,6	5,90		4,44	T31190	C		3,70	T41190	F
	4,3	13,5	6,25	22,6	3,07	T31200	C	18,8	2,56	T41200	F
		17,7	10,00		1,92	T31210	C		1,60	T41210	F
		24,0	15,60		1,23	T31220	C		1,02	T41220	F
		34,5	25,00		0,77	T31230	C		0,64	T41230	F
	6,8	17,5	16,90	15,4	0,78	T31240	C	12,8	0,65	T41240	F
		21,7	27,00		0,49	T31250	C		0,41	T41250	F
		28,0	42,20		0,31	T31260	C		0,26	T41260	F
		38,5	67,50		0,20	T31270	C		0,17	T41270	F
		52,5	101,00		0,13	T31280	C		0,11	T41280	F

fig 7

looprollen

looprol opzethetboom:

Levensduur 10.000 y, $P = 1800 \text{ N}$

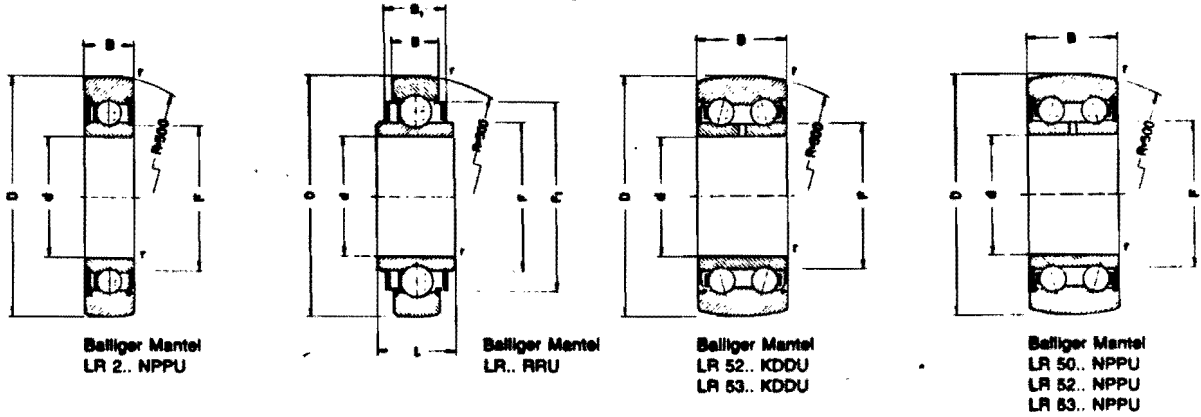
$$L_{na} = \left(12000 \cdot 10000 \cdot \frac{d_{nuk}}{d_{looprol}} \right) \cdot 10^{-6}$$

$$d_{looprol} = 40$$

$$d_{nuk \text{ gem}} = 35 \Rightarrow L_{na} = 210$$

$$\left(\frac{C}{P} \right) = (L_{na})^{\frac{1}{3}}$$

$$C \approx 10.700 \quad \text{zie figuur 8}$$



D	B	B ₁	d	F	F ₁	L	r _{min}	Ge- wicht m kg	Drehzahl- grenze Fett- schmierung min ⁻¹	Tragzahl		eff. Tragzahl*		F _r zul. N	F _{r0} zul. N	Bezeichnung
										dyn. C N	stat. C ₀ N	dyn. C _w N	stat. C _{0w} N			
13	4.0	—	4	6.0	—	—	0.2	0.01	40000	970 / 310	860 / 300	1250 / 2880			LR 604 NPPU	
16	5.0	—	5	7.1	—	—	0.2	0.01	38000	1330 / 435	1190 / 430	1810 / 3300			LR 605 NPPU	
19	6.0	—	6	8.7	—	—	0.3	0.01	36000	1970 / 640	1740 / 610	1450 / 2750			LR 606 NPPU	
22	6.0	—	7	9.0	—	—	0.3	0.01	34000	2340 / 770	2130 / 760	2410 / 4550			LR 607 NPPU	
24	7.0	—	8	10.0	—	—	0.3	0.02	32000	3300 / 1170	2750 / 1080	2550 / 4650			LR 608 NPPU	
	11.0	—	8	10.5	—	—	0.3	0.03	20000	3200 / 2270	4200 / 2050	3300 / 6300			LR 50/8 NPPU	
26	12.0	—	10	13.5	—	—	0.3	0.03	18500	5700 / 2800	4850 / 2420	5200 / 9100			LR 5000 NPPU	
30	12.0	—	12	15.5	—	—	0.3	0.03	17500	6200 / 3250	4950 / 2650	5300 / 9300			LR 5001 NPPU	
32	9.0	—	10	15.4	—	—	0.6	0.05	16000	5100 / 2040	4350 / 1850	5100 / 9000			LR 200 NPPU	
	9.0	—	10	15.4	—	—	0.6	0.05	16000	5100 / 2040	4350 / 1850	5100 / 9000			LR 200 NPP	
	14.0	—	10	15.4	—	—	0.6	0.07	16000	8000 / 3950	6800 / 3550	7700 / 13400			LR 5200 KDDU	
	14.0	—	10	15.4	—	—	0.6	0.07	16000	8000 / 3950	6800 / 3550	7700 / 13400			LR 5200 KDD	
	14.0	—	10	15.4	—	—	0.6	0.07	16000	8000 / 3950	6800 / 3550	7700 / 13400			LR 5200 NPPU	
35	10.0	—	12	17.1	—	—	0.6	0.05	15000	6800 / 2650	5600 / 2340	4500 / 8100			LR 201 NPPU	
	10.0	—	12	17.1	—	—	0.6	0.05	15000	6800 / 2650	5600 / 2340	4500 / 8100			LR 201 NPP	
	10.0	—	12	18.5	—	15.0	0.6	0.07	15000	6800 / 2650	5600 / 2340	4500 / 8100			LR 201 RRU	
	10.0	—	12	18.5	—	15.0	0.6	0.07	15000	6800 / 2650	5600 / 2340	4500 / 8100			LR 201 RR	
	13.0	—	15	20.4	—	—	0.3	0.05	14500	8600 / 4700	6500 / 3550	5300 / 9100			LR 5002 NPPU	
	15.9	—	12	17.1	—	—	0.6	0.08	15000	10600 / 5100	8600 / 4450	6700 / 12200			LR 5201 KDDU	
	15.9	—	12	17.1	—	—	0.6	0.08	15000	10600 / 5100	8600 / 4450	6700 / 12200			LR 5201 KDD	
	15.9	—	12	17.1	—	—	0.6	0.08	15000	10600 / 5100	8600 / 4450	6700 / 12200			LR 5201 NPPU	
	40	11.0	—	15	20.0	—	—	0.6	0.07	14000	7600 / 3200	6500 / 2900	7800 / 13600			LR 202 NPPU
		11.0	—	15	20.0	—	—	0.6	0.07	14000	7600 / 3200	6500 / 2900	7800 / 13600			LR 202 NPP
11.0		—	15	21.5	—	14.4	0.6	0.08	14000	7600 / 3200	6500 / 2900	7800 / 13600			LR 202 RRU	
11.0		—	15	21.5	—	14.4	0.6	0.08	14000	7600 / 3200	6500 / 2900	7800 / 13600			LR 202 RR	
14.0		—	17	21.6	—	—	0.3	0.07	12500	9200 / 5300	7700 / 4550	10200 / 1860			LR 5003 NPPU	
15.9		—	15	20.0	—	—	0.6	0.11	14000	11800 / 6100	9800 / 5400	10600 / 18400			LR 5202 KDDU	
15.9		—	15	20.0	—	—	0.6	0.11	14000	11800 / 6100	9800 / 5400	10600 / 18400			LR 5202 KDD	
15.9		—	15	20.0	—	—	0.6	0.11	14000	11800 / 6100	9800 / 5400	10600 / 18400			LR 5202 NPPU	

Bei Abstützung gegen eine ebene Laufbahn oder Kurvenscheibe sind aufgrund der elastischen Außenringverformung die eff. Tragzahlen C_w und C_{0w} , sowie die zul. Radialbelastungen F_r und F_{r0} maßgebend. Bei den Laufrollen, bei denen $F_{r, zul.} < C_w$ ist, darf die dyn. Belastung nicht größer als $F_{r, zul.}$ sein.

Bijlage C

Looprollen van de muizen

$$L_{na} = 12000 * 10.000 * \frac{75}{22} \cdot 10^{-6} = 410$$

$$P = 110 \text{ N}$$

$$C \geq 820$$

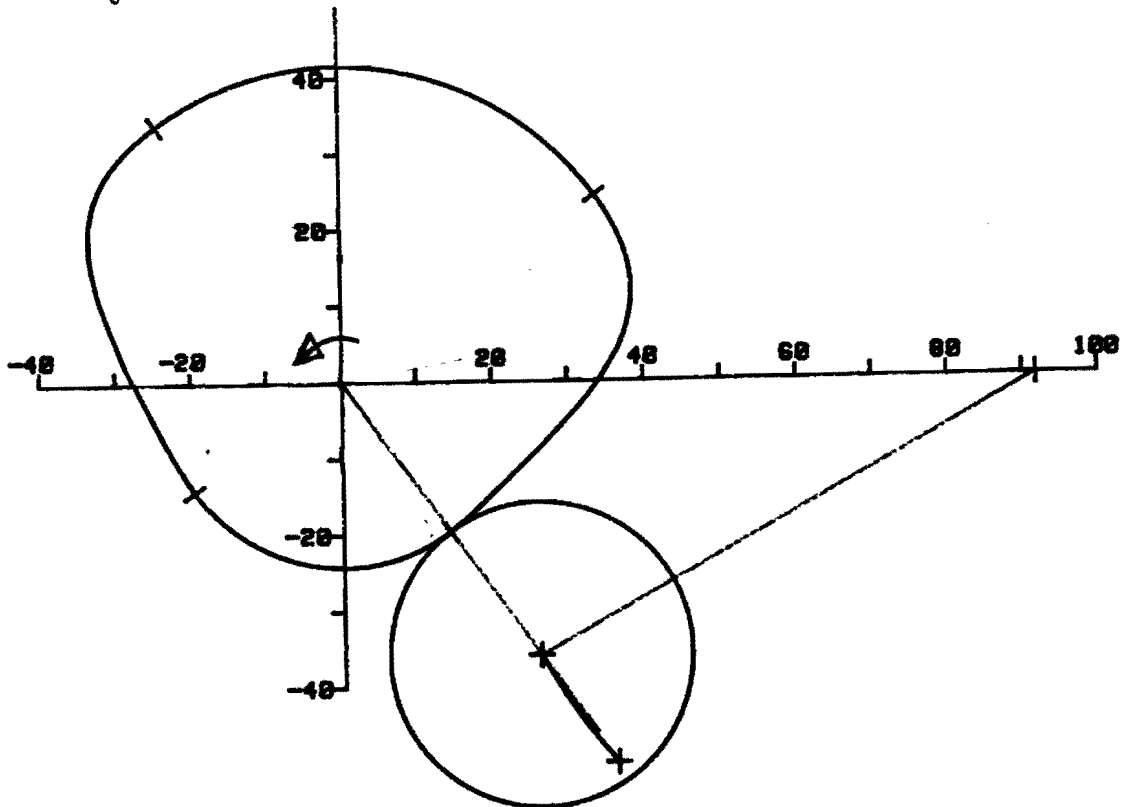
zie figuur 8

De nokken.

De nok van de opzethetboom (zie figuur 9)

Zoals men kan zien voldoet de kleinste nokschijf-kromtestraal niet aan de vuistregel dat deze groter of gelijk moet zijn aan de nokrolstraal.

De spanning neemt hierdoor echter met maar ongeveer 20% toe. (Een grotere nok ging niet i.v.m. ruimtegebrek)



EXTREMEN NOKGEOMETRIE GEHELE TRAJEKT VAN 0 TOT 360 [o]			NOKHOEK
UITERSTE AFSTAND NOKASMIDDELPUNT-BUITENZIJDENOKROL	[mm]:	81.64	180
GROOTSTE NOKSCHIJFSTRAAL	[mm]:	41.64	180
KLEINSTE NOKSCHIJFSTRAAL	[mm]:	24.24	360
KLEINSTE NOKSCHIJFKROMTESTRAAL < NOKROLSTRAAL	[mm]:	14.25	204
GROOTSTE DRUKHOEK	[o]:	24.40	233
KLEINSTE DRUKHOEK	[o]:	-22.81	47

fig 9

Bijlage <

Nokken van de muizen.

Deze zullen nu zeker voldoen omdat alle waarden hiervan gunstiger zijn.

Men moet bij de berekening van de nok van de opzetaraetmuis wel rekening houden dat de looprol niet stilstaat. De nokfunctie moet hiervoor dus gecorrigeerd worden.

Lagers

Als lagering in het vierstangenmechanisme is gekozen voor SKF groefkogellagers 609

Als lagering van de hoofdas en het vierstangenmechanisme op de hoofdas is gekozen voor SKF tweerijig zich instellende kogellagers 1302

Voor de lagering van de penning is gebruik gemaakt van een INA-draadlager. (zie figuur 10)

De hoofas

Inventarisatie van alle krachten leidt tot een as met een diameter groter dan 16 mm.

I.v.m. de door de werkblokken geïntroduceerde extra wrijvend moment wordt gekozen voor een as met diameter is 20 mm

(Hierby: $V_0 = 2$ $\sigma_b = 625$
 $b_g = 0,95$ 30 CrNiMo8
 $b_0 = 0,9$
 $\beta_k = 2$)



Bijlage C

Drahtlager-Einbauelemente

3.2 Baureihe DVE 3/8"

Maße in mm

Kurzzeichen	Laufbahn-Einbaumaße							Käfig-Einbaumaße		
	Drahtbett-Außendurchmesser D_A	Laufkreisdurchmesser D_L	Drahtbett-Innendurchmesser D_I	Kugelanzahl Z	Laufbahnhöhe H	Drahtbett-radius R	Toleranz t_L	Höhe B_K	Breite S_K	Toleranz t_K
DVE 3/8" 0150	162,86	150	137,14	22						
DVE 3/8" 0155	167,86	155	142,14	24						
DVE 3/8" 0160	172,86	160	147,14	24						
DVE 3/8" 0165	177,86	165	152,14	26			0,04			
DVE 3/8" 0170	182,86	170	157,14	26						
DVE 3/8" 0175	187,86	175	162,14	26						
DVE 3/8" 0180	192,86	180	167,14	28						
DVE 3/8" 0185	197,86	185	172,14	28						
DVE 3/8" 0190	202,86	190	177,14	28						
DVE 3/8" 0195	207,86	195	182,14	30						
DVE 3/8" 0200	212,86	200	187,14	30						
DVE 3/8" 0205	217,86	205	192,14	32						
DVE 3/8" 0210	222,86	210	197,14	32						
DVE 3/8" 0215	227,86	215	202,14	32						
DVE 3/8" 0220	232,86	220	207,14	34						
DVE 3/8" 0225	237,86	225	212,14	34						
DVE 3/8" 0230	242,86	230	217,14	36						
DVE 3/8" 0235	247,86	235	222,14	36						
DVE 3/8" 0240	252,86	240	227,14	36			0,05			
DVE 3/8" 0245	257,86	245	232,14	38						
DVE 3/8" 0250	262,86	250	237,14	38						
DVE 3/8" 0255	267,86	255	242,14	40	12,86	1,5		23	5	0,2
DVE 3/8" 0260	272,86	260	247,14	40						
DVE 3/8" 0265	277,86	265	252,14	40						
DVE 3/8" 0270	282,86	270	257,14	40						
DVE 3/8" 0275	287,86	275								
DVE 3/8" 0280	292,86	280								
DVE 3/8" 0285	297,86	285								
DVE 3/8" 0290	302,86	290								
DVE 3/8" 0295	307,86	295								
DVE 3/8" 0300	312,86	300								
DVE 3/8" 0305	317,86	305								
DVE 3/8" 0310	322,86	310								
DVE 3/8" 0315	327,86	315								
DVE 3/8" 0320	332,86	320								
DVE 3/8" 0325	337,86	325								
DVE 3/8" 0330	342,86	330								
DVE 3/8" 0335	347,86	335								
DVE 3/8" 0340	352,86	340								
DVE 3/8" 0345	357,86	345								
DVE 3/8" 0350	362,86	350								
DVE 3/8" 0355	367,86	355								
DVE 3/8" 0360	372,86	360								
DVE 3/8" 0365	377,86	365								
DVE 3/8" 0370	382,86	370								

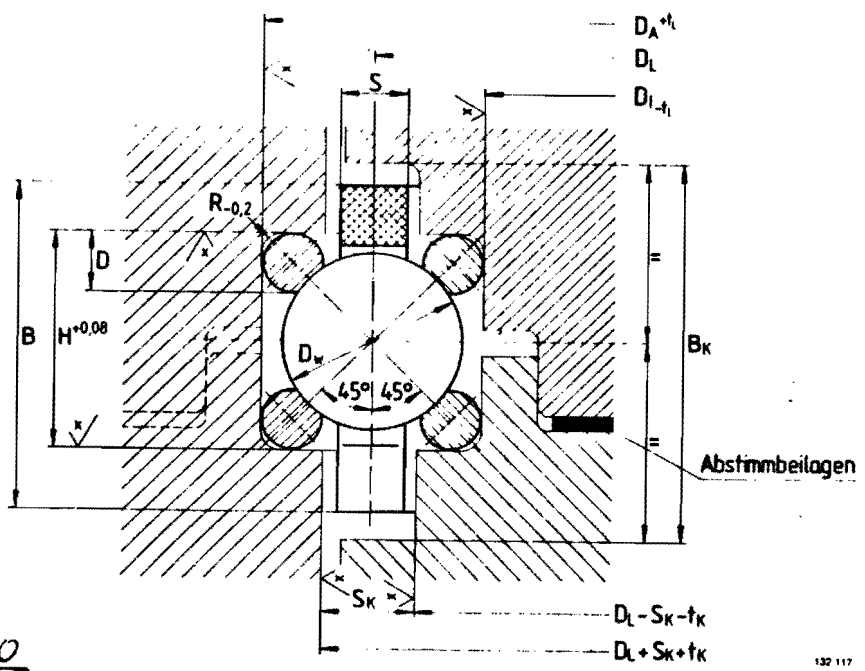


Fig. 10