

Het versnellen van de micropoco

Citation for published version (APA):

Ruissen, E. M. (1984). *Het versnellen van de micropoco*. (TH Eindhoven. Afd. Werktuigbouwkunde, Vakgroep Produktietechnologie : WPB; Vol. WPB0155). Technische Hogeschool Eindhoven.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1984

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 versnellen van de micros

VERSLAG I1-OPDRACHT

E.M.Ruissen

173620

W.P.B. - rapport nr. 0155

Philips Industrie
Roeselare

Technische Hogeschool
Eindhoven

ing.U.W.Schaefer
ing.P.A.Geldof

prof.ir.J.Erkelens

21-12-1984

Deel TEKST

Bij dit verslag behoort nog een gedeelte
FIGUREN en BIJLAGEN.

Inhoudsopgave

	Inleiding	1
Hfdst. 1	Beschrijving werkzaamheden	
1.1	Omschrijving opdracht	2
1.2	Omschrijving lassoldeerautomaat	2
1.3	Verrichte werkzaamheden	3
Hfdst. 2	Het Maltezer Kruis	
2.1	Algemeen	5
2.2	Kinematica	5
2.3	Belastbaarheid	6
2.4	Dynamisch gedrag	6
Hfdst. 3	Berekeningen dynamisch gedrag	
3.1	Algemeen	8
3.2	Theorie	8
3.3	Electromotor-Hefboom	9
3.4	Electromotor-Geleiderol	10
Hfdst. 4	Het versnellen van de omhulautomaat	
4.1	Algemeen	11
4.2	Het insteken	12
4.3	Het uitwerpen	16
4.4	Het op hoogte zetten	19
4.5	Het trillen	19
4.6	De aandrijving	20
Hfdst. 5	Overzicht	
5.1	Resultaten	21
5.2	Verslaglegging	21
5.3	Conclusie	22
5.4	Afsluiting	22
	Literatuurlijst	23

Samenvatting

Dit is het verslag van de stage/I1-opdracht verricht door de studenten werktuigbouwkunde van de Technische Hogeschool Eindhoven, Peter ten Brinke en Eric Ruissen. De stage heeft plaatsgevonden bij Philips Industrie te Roeselare België, in het najaar van 1984.

De verstrekte opdracht luidde: "Probeer de lassoldeerautomaat te versnellen door veranderingen aan te brengen aan de huidige constructie." De lassoldeerautomaat produceert momenteel 12.000 foliecondensatoren per uur. De machine is samengesteld uit 4 eenheden: samensteller, lasunit, oven en omhuller.

Bij het versnellen van de lasunit bleek het Maltezer Kruis (M.K.) één van de struikelblokken te zijn. Vandaar dat er enig onderzoek aan het M.K. is verricht; vooral m.b.t. de belastbaarheid en het dynamisch gedrag. Voor de maximaal toelaatbare belastbaarheid is een praktische grenswaarde gevonden, waardoor ontwerpers enig inzicht krijgen omtrent de te verwachte levensduur van een M.K. Daar de opzetfunctie van een M.K. sterk afwijkt van de gebruikelijke nokfuncties, bleek het niet mogelijk het dynamisch gedrag van een machine, met een M.K. als opzetmechanisme, nauwkeurig te voorspellen.

Door de productdrager van de omhuller niet meer schoksgewijs maar continu te laten bewegen en alle bewerkingsstations hierop af te stemmen, is het mogelijk een productiesnelheid van 18.000 producten per uur te realiseren. Deze verhoging van de productiesnelheid is ook voor de lasunit en de samensteller te verwezenlijken. De ontwerpen, behorende bij de versnelde uitvoeringen van deze machine-eenheden, staan in het verslag van Peter ten Brinke. Het dynamisch gedrag van de diverse machine-units wordt in dit verslag behandeld. Verder komt in dit verslag het onderzoek over het M.K. aan de orde, evenals de ontwerpen die betrekkingen hebben op het versnellen van de omhulautomaat.

Concluderend kan gesteld worden, dat het ons inziens technisch mogelijk is om de lassoldeerautomaat te versnellen tot 18.000 producten per uur.

Tenslotte wil ik een ieder, die zich inspant om deze stage/I1-opdracht succesvol te doen verlopen, hartelijk bedanken.



E.M. Ruissen

Inleiding

Dit is het verslag van de stage/I1-opdracht verricht door de studenten van de Technische Hogeschool Eindhoven, Peter ten Brinke en Eric Ruissen. De stage heeft plaatsgevonden bij Philips Industrie te Roeselare België, in de maanden september, oktober en november van het jaar 1984. De begeleiding lag in handen van ing.U.W.Schaefer en ing.P.A.Geldof van het bedrijf en prof.ir.J.Erkens van de Hogeschool.

Philips Industrie fabriceert passieve componenten i.h.b. condensatoren en potmeters in vele uitvoeringsvormen. Zij heeft ongeveer 1100 medewerkers in dienst. Drie maanden lang hebben wij op de tekenkamer gewerkt tussen 20 constructeurs en tekenaars in. Hun werkzaamheden bestaan grotendeels uit het construeren van nieuwe machines en uit het aanpassen van bestaande, al of niet nieuwe, machines. Het grote assortiment aan producten maakt het noodzakelijk vele specifieke bewerkings- en montagemachine te ontwerpen en te vervaardigen.

Deze I1-opdracht vormt een onderdeel van de studie voor werktuigbouwkundig ingenieur aan de Technische Hogeschool Eindhoven. Gedurende de laatste twee jaren van deze studie willen wij ons gaan specialiseren binnen de werktuigbouwkunde op het gebied van de bedrijfsmechanisatie.

Het verslag bestaat uit twee delen: een deel tekst en een deel figuren en bijlagen. De splitsing tussen tekst en figuren is gemaakt om te veel bladeren te voorkomen. Om een bondig en in diepgang getrapt verslag te krijgen, zijn van enkele teksten en berekeningen bijlagen gemaakt.

De functie van dit verslag is driedelig. Ten eerste beschrijft het de verrichte werkzaamheden. Ten tweede geeft het de resultaten hiervan weer. Tenslotte is het geschreven voor de constructeur of tekenaar, die eventueel de ideeën verder zal gaan uitwerken. Dit laatste bleek noodzakelijk, omdat onze directe begeleider die als enigste tot in de details op de hoogte is van onze ontwerpen, het bedrijf binnenkort gaat verlaten.

Hoofdstuk 1 : Beschrijving werkzaamheden

1.1 Omschrijving opdracht

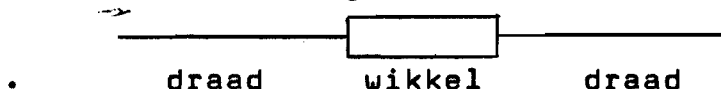
Het opstellen van de opdracht heeft plaatsgevonden in nauw overleg met alle betrokkenen. Daarbij is rekening gehouden met het feit, dat het werken aan deze opdracht de eerste schreden zijn die wij op het gebied van de bedrijfsmechanisatie zetten. De opdracht luidde:

"Probeer de lassoldeerautomaat te versnellen door veranderingen aan te brengen aan de bestaande constructie."

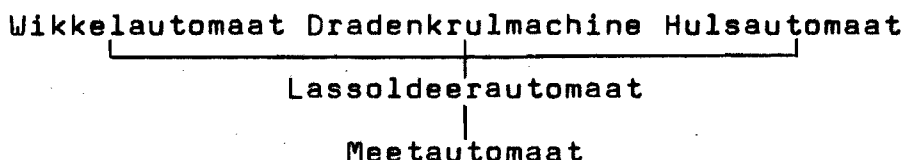
De machine produceert momenteel 12.000 producten per uur. Door de machine te versnellen denkt men een productiviteit van 18 of zelfs 20.000 producten per uur te bereiken.

1.2 Omschrijving lassoldeerautomaat

De producten, die op de lassoldeerautomaat verwerkt worden, zijn axiale foliecondensatoren. Deze zien er als volgt uit:



De machine vormt met andere machines een productielijn:



De wikkelautoomaat maakt van dunne folie en isolatiemateriaal wikkels met een diameter variërend van 2 tot 8 mm. De zgn. dradenkrulmachine knipt de draadjes op lengte af en zet er een krul aan. Daarna worden ze per paar dwars op een plastic band geplaatst. Uit een smalle strook worden op de hulsautoomaat hulzen gerold en geknipt. De lassoldeerautoomaat verbindt de componenten van het product en krimpt een hulsje om het wikkeltje. De meetautoomaat tenslotte meet de capaciteit van de condensatoren en verdeelt ze hierop in klassen. Voldoet een bepaalde capaciteit niet, dan worden de condensatoren nogmaals verwarmd. Door het verwarmen verandert de capaciteit; de verwarmingsduur is afhankelijk van de klasse. Na deze behandeling worden de condensatoren opnieuw gemeten en ingedeeld.

De lassoldeerautomaat bestaat uit 4 onafhankelijke eenheden:

- Samensteller: De draden worden gepositioneerd in de band. De wikkels worden vanuit de trilvoeder naar de draden gebracht. De draden worden in de wikkels geprikt.
- Lasunit: De twee draden worden door een lasproces met de wikkel verbonden. Product wordt uit de band
- Oven: in een magnetisch kanaal geworpen, die door een oven heenloopt. Hier wordt de wikkel om de krullen van de draden gekrompen, waardoor ze goed aan elkaar vast komen te zitten.
- Omhulautomaat: De producten krijgen een hulsje die over de wikkel gekrompen wordt.

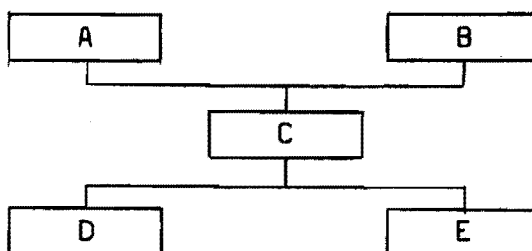
Tijdens dit proces worden de producten diverse keren gecontroleerd en waar nodig uitgeworpen. Een gedetailleerde omschrijving van de werking van de samensteller en de lasser vindt U in het verslag van Peter ten Brinke. De werking van de omhulautomaat wordt in hoofdstuk 4 van dit verslag uit de doeken gedaan.

1.3 Verrichte werkzaamheden

Mijn deel bij het uitwerken van de opdracht bestond uit vier delen:

- Het onderzoeken van het dynamisch gedrag van de versnelde lasunit.
- Nagaan of het Maltezer Kruis in de versnelde lasunit naar behoren blijft functioneren.
- Het onderzoeken van het dynamisch gedrag van de versnelde samensteller.
- Het in detail uitwerken van een versnelde omhulautomaat.

Om een indruk te geven langs welke weg de diverse onderdelen van de opdracht zijn uitgewerkt is een werkschema opgesteld. Zie figuur 1.1 (uitklapbaar). De blokken in de figuur vormen op zich zelf staande eenheden werk. De verbindingen tussen de blokken hebben de volgende betekenis:



- Met C is een aanvang genomen nadat A en B afgerond waren.
- Pas toen C voltooid was is begonnen met D en E.

Van de blokken die niet elders in dit verslag besproken worden, volgt hieronder een korte omschrijving.

Eerste analyse laskop-motor:

Nagaan op welke manier de laskop van de lasunit aangedreven wordt en overbrengverhoudingen bepalen. Mogelijkheden tot versnellen op een rijtje zetten en bespreken.

Zorgvuldige analyse laskop-motor:

Massatraagheden, stijfheden en spelingen uitrekenen. Toelaatbare onnauwkeurigheden bepalen en optredende plaatsonnauwkeurigheden berekenen aan de hand van een schema.

Computerprogrammatuur:

Nagaan welke mogelijkheden de kleine programma-bibliotheek heeft, om eventueel bij berekeningen de computer in te schakelen. Ondanks dat alle programma's gebruikersvriendelijk zijn, is het beoordelen van de nauwkeurigheid waarmee gerekend wordt onmogelijk, omdat er geen programma-handleidingen aanwezig zijn.

Eerste en zorgvuldige analyse geleiderol-motor en eerste analyse omhulautomaat zijn op dezelfde manier aangepakt als bij de laskop-motor.

Variëren van grootheden:

Er bestaat een computerprogramma, die de plaats-onnauwkeurigheid van een eindmassa onder bepaalde omstandigheden, kan uitrekenen. Door de waarden van grootheden te variëren en iedere keer de computer een resultaat te laten berekenen, kun je op eenvoudige wijze inzicht krijgen in de invloed die een bepaalde grootte heeft op het resultaat; in ons geval de plaatsonnauwkeurigheid. Als voorbeeld zijn de figuren 1.2 en 1.3 bijgevoegd.

Invloed van andere nokken op theorie:

De theorie van het voorspellen van het dynamisch gedrag van mechanismen is gebaseerd op het gebruik van één nok per nokkenas. Nagaan in hoeverre de theorie door de aanwezigheid van andere nokken wordt beïnvloed.

Hoofdstuk 2 : Het Maltezer Kruis

2.1 Algemeen

Een Maltezer Kruis (M.K.) is een ouderwets opzetmechanisme, dat zorg draagt voor een stap-rust beweging. Het is indertijd bij Philips toegepast voor het transporteren van een film in een filmprojector. Sindsdien is het mechanisme ook in andere machines gebruikt. Tegenwoordig wordt bij het ontwerpen van machines andere soorten opzetmechanismen toegepast, b.v. een doorzetschijf in de vorm van een torus. Ook werkt men wel met kant en klare eenheden, b.v. een Ferguson-drive. In de lassoldeerautomaat, die versneld moet worden, zit nog zo'n Maltezer Kruis. Deze beschouwing wordt gehouden om na te kunnen gaan of het M.K. wel naar behoren blijft functioneren in de versnelde machine.

2.2 Kinematica

Het M.K. heeft een ingaande- of opzet-as en een uitgaande- of kruis-as. Aan de opzet-as zit een schijf met een arm en een rolletje. Op de kruis-as zit een wiel met een n-aantal sleuven. Zie figuur 2.1. De werking van het M.K. is als volgt: de schijf loopt langs de wieluit-holling. Als het rolletje in de sleuf komt dan trekt de opzet-as de kruis-as mee. De overbreng-verhouding tijdens deze beweging is niet constant. Het rolletje komt in het midden van de opzet tot vlak bij het hart van het kruis en geeft de kruis-as dan een grote snelheid mee. Zodra het contact verbroken is, stopt de kruis-as met draaien, totdat het rolletje de volgende sleuf bereikt. De hoek die de kruis-as per omwenteling van de opzet-as maakt, is afhankelijk van het aantal sleuven. In ons geval is $n = 4$ en dit komt overeen met een uitgaande hoek van 90 graden.

Het verband tussen α en β voor $n = 4$ is (zie figuur 2.2) m.b.v. goniometrische verhoudingen te berekenen:

$$\beta = \arctan \left(\frac{\sin \alpha}{\sqrt{2} - \cos \alpha} \right)$$

Voor het bepalen van het verband tussen α en β , β kan men gebruik maken van een grafische methode. Zie hiervoor bijlage 2.1. Deze bijlage is geschreven aan de hand van een universitair rapport uit Sydney. Het C.F.T. uit Eindhoven heeft de genoemde verbanden uitgerekend. In figuur 2.2 zijn de resultaten daarvan in de vorm van vergelijkingen opgenomen.

2.3 Belastbaarheid

De maximale belastbaarheid van een M.K. is iets waar rekening mee gehouden moet worden, als men in een ontwerp een M.K. toepast. Te grote krachten kunnen aanleiding geven tot verhevigde slijtage of breuk. In bijlage 2.1 staat vermeld welke krachten en momenten optreden tijdens de opzet. Als de optredende krachten en momenten bekend zijn, is het mogelijk om m.b.v. de vermoeiingstheorie de levensduur van het M.K. te berekenen. Deze berekening is waarschijnlijk nog nooit uitgevoerd. Op de B.M.-afdeling van Philips in Eindhoven is 15 jaar geleden een poging gedaan een grenswaarde te bepalen voor de maximale belastbaarheid van een M.K. Ze ontworpen daarvoor een methode om machines met een M.K. met elkaar te kunnen vergelijken: zie figuur 2.3 (uitklappen). Op de verticale as staat het toerental n uit en op de horizontale as is de naar de kruis-as toe gereduceerde massatraagheid uitgezet. Voor verschillende machines zijn J en n berekend en uitgezet in de grafiek. Ook de toepassing in de filmprojector staat erbij. De lijn die men als begrenzingslijn getrokken heeft, is een lijn van konstant-koppel. Het bewijs hiervan staat in figuur 2.4. De grafiek moet als volgt toegepast worden: Ontwerpt men een machine met een M.K. die een combinatie van n en J heeft die onder de begrenzingslijn ligt, dan mag men aannemen dat het M.K. onder normale bedrijfsomstandigheden tenminste 15 tot 20 jaar mee zal gaan. Voor toepassing bij Philips Roeselare is een nieuwe grafiek gemaakt, waarin de eenheden t.o.v. de oude grafiek veranderd zijn. Zie figuur 2.5 (uitklapbaar).

Berekeningen aan "onze" lasunit en omhulautomaat leverden de eerste punten op in deze grafiek. Punt 1 geeft de huidige situatie weer van het M.K. in de lasunit. Om te komen tot punt 2, 20.000 producten per uur, zijn constructieve wijzigingen aangebracht aan het eerste ontwerp van de versnelde machine. In de figuren 2.6, 2.7 en 2.8 staan voorbeelden hoe men dat ontwerp kan wijzigen, zodat de gereduceerde massatraagheid afneemt. Punt 3 tenslotte is de huidige situatie van het M.K. in de omhulautomaat.

2.4 Dynamisch gedrag

Voor het berekenen van het dynamisch gedrag van een machine met een Maltezer Kruis m.b.v. de methode uit de constructiemap, is het noodzakelijk de opzetfunctie van het M.K. te benaderen door een hefffunctie. Dit omdat de relatieve plaatsonnauwkeurigheid en de reductiecoëfficiënt als functie van enige parameters bekend moeten zijn om de dynamische berekeningen te kunnen uitvoeren.

Het proces wat uiteindelijk heeft geleid tot een resultaat, zal hieronder kort worden geschetst.

- 1) Benaderen door een scheve sinus heffunctie is mogelijk maar zeer onnauwkeurig. Van de scheve sinus zijn de relaties bekend waarmee we het dynamisch gedrag kunnen berekenen.
- 2) Een benadering door een negendegraadspolynoom is zeer nauwkeurig. De diverse relaties zijn echter onbekend.
- 3) Het toepassen van de parameters B_b en B_m bij het benaderen door een negendegraadspolynoom verlaagt de nauwkeurigheid. Ondanks dit geeft het ons de gezochte relaties "in procenten beter of slechter" t.o.v. de scheve sinus. Uitgebreide informatie hierover staat in (1) hoofdstuk 19.
- 4) Met het oog op de toepassing verdient het de voorkeur de versnelling te benaderen en niet de verplaatsing.
- 5) We vinden een punt in het B_b - B_m - veld. Het ligt echter zo ver buiten het gebied van veel gebruikte negendegraadspolynomen, dat de bij 3 beloofde relaties slechts geschat kunnen worden.

Dit resultaat is opgenomen in een rapportje getiteld: "Het benaderen van de opzetfunctie van een Maltezer Kruis door een negendegraadspolynoom". Zie bijlage 2.2.

- 6) Het computerprogramma SIMU geeft de plaatsonnauwkeurigheid van de eindmassa na de opzet voor iedere negendegraadspolynoom. Helaas is in Roeselare niets bekend over de manier waarop dit gebeurt. Voorzichtigheid is dus geboden. In het volgende hoofdstuk worden t.a.v. de lasunit berekeningen uitgevoerd volgens punt 5 en punt 6. Dit geeft ons slechts een indicatie van het te verwachten dynamisch gedrag.

Na vele gesprekken gevoerd te hebben over het Maltezer Kruis, is gebleken dat het M.K. berucht is om zijn slecht dynamisch gedrag. Het gebruik van een M.K. in een nieuw te ontwerpen machine, met meestal hoge versnellingen en korte cyclustijden wordt dan ook ten zeerste afgeraden.

Hoofdstuk 3 : Berekeningen dynamisch gedrag

3.1 Algemeen

In vele machines zitten onderdelen die niet eenparig bewegen. De hierdoor optredende versnelingen hebben een nominale en een trillingscomponent. De nominale component ontstaat als het verloop van het mechanisme volgens de aangeboden ingaande beweging plaatsvindt. Door optredende dynamische krachten en door elastische vervormingen kan het mechanisme nogeens extra gaan versnellen; dit is de trillingscomponent. Een gevolg hiervan is, dat naast slijtage en eventueel breuk, verschil kan optreden in werkelijke en nominale uitgaande beweging. Vooral bij snellopende machines treden grotere dynamische krachten en daardoor grotere plaatsonnauwkeurigheden op.

Bij het versnellen van de lassoldeerautomaat, zal er nagegaan moeten worden of het te verwachten dynamisch gedrag te tolereren is. In dit hoofdstuk staan, na een kort stukje theorie, diverse berekeningen van dynamische gedragingen uitgewerkt.

3.2 Theorie →

De berekeningen van het dynamisch gedrag van een mechanisme zijn gebaseerd op het vak dynamica. Hieronder staat een korte afleiding over hoe het dynamisch gedrag van een mechanisme te berekenen is.

Het mechanisme moet gemodelleerd en gereduceerd worden tot een enkelvoudig massa-veer systeem. Combineren van de wet van Newton, $F = m \cdot \ddot{x}$ en de zgn. veervergelijking $F = c(x - h'(t))$ leidt tot de bewegingsvergelijking; $m \cdot \ddot{x} + c \cdot x = c \cdot h'(t)$.

Hierbij is m	massa
x	plaats van de eindmassa
$h'(t)$	plaats ingaande beweging
c	veerstijfheid

De vergelijking van x is afhankelijk van de ingaande beweging en is te berekenen door de bewegingsvergelijking op te lossen. Daar we niet in x maar in de plaatsonnauwkeurigheid u geïnteresseerd zijn, moet de vergelijking in x omgewerkt worden tot een vergelijking in u. Dit kan gebeuren m.b.v. de relatie: $u = x - h'(t)$. De hierdoor ontstane uitdrukking voor u is afhankelijk van de opzetfunctie, de opzettijd en de waarde van de modelgrootheden.

De bovenstaande theorie kan alleen toegepast worden op een machine met een ideale aandrijving, d.w.z :

- De nokkenas draait met een constante hoeksnelheid, onafhankelijk van de belasting.
- Er is geen speling in de aandrijving.
- De torsiestijfheid van de drijvende delen is zeer groot.
- De tangentiële buigstijfheid van de nokkenas is zeer groot.

Bij zowat alle bestaande machines is de aandrijving echter verre van ideaal. Zodoende is de theorie uitgebreid d.m.v. de introductie van een factor F_a ; stijfheidsfactor voor de aandrijving. Voor het berekenen van de plaatsonnauwkeurigheid u moeten nu de opzetfunctie, de opzettijd, de waarde van de modelgrootheden en de stijfheid van de aandrijving bekend zijn.

In de constructiemap van Philips zit een zgn. geprogrammeerde instructie, waarmee het dynamisch gedrag van een mechanisme te voorspellen is. Zie bijlage 3.1. Deze instructie is ook nog eens verwerkt tot een computerprogramma met de naam "DYMECH".

3.3 Electromotor- Hefboom

Bij het versnellen van de lassoldeerautomaat is besloten tot het construeren van een nieuwe samensteller of montage-unit. Het ontwerp staat in het verslag van Peter ten Brinke. Hieronder volgt de berekening van het dynamisch gedrag van de hefboom van de nieuwe samensteller. Met de hefboom wordt dat deel van de machine bedoeld, dat de wikkel vanaf de trilvoedergoot naar de draadjes brengt. In bijlage 3.2 staan alle schetsen en berekeningen uitgewerkt. Op de eerste bladzijde staat het schematisch model afgebeeld. Bij deze modellering zijn de twee bestaande hefboomen denkbeeldig tot één hefboom samengevoegd. De aandrijving vindt plaats via een lange weg; de electromotor zit nl. in de lasunit. Op bladzijde S2 van de bijlage, staan alle nummers omschreven, samen met de bijbehorende Philips-codenummers. Op de bladzijden D1, D2 en G is te zien hoe het model gereduceerd wordt. Dit bleek noodzakelijk omdat de computer niet meer dan 30 elementen tegelijk kan verwerken. De invoer van het computerprogramma kan hiermee uitgerekend worden. De uitvoer wordt gevormd door de bladzijden C1 t/m C4.

Er zijn twee situaties doorgerekend:

- De hefboom brengt de wikkel naar boven.
 $\beta_m = 72$ graden,
Toelaatbare plaatsonnauwkeurigheid $u = \pm 200 \mu\text{m}$.
Optredende plaatsonnauwkeurigheid $u = \pm 0,2 \mu\text{m}$.
- De hefboom gaat zonder wikkel naar beneden.
 $\beta_m = 54$ graden,
Toelaatbare plaatsonnauwkeurigheid $u = \pm 200 \mu\text{m}$.
Optredende plaatsonnauwkeurigheid $u = \pm 0,6 \mu\text{m}$.

De optredende plaatsonnauwkeurigheden blijken in dit geval zeer gering te zijn. De reden hiervan is de kleine waarde van de eindmassa, waardoor T en dus ook tau erg klein blijven. In figuur 10 van bijlage 3.1 is de invloed van tau op U_0 af te lezen. (Voor de betekenis van de diverse grootheden, waaronder T en tau, wordt verwezen naar de genoemde bijlage). De optredende maximum versnellingen aan de hefboom zijn naar verwachting kleiner dan drie keer de vrije-val versnelling.

3.4 Electromotor-Geleiderol

Op de versnelde lasunit bevinden zich twee laskoppen met recht daaronder twee geleiderollen. Tijdens het verloop van een cyclus komt een laskop naar beneden, waardoor de vier electroden rondom de twee draden van het product komen te hangen. De ruimte tussen de electroden bedraagt 0,8 mm. De diameter van de draden is 0,6 mm., waardoor de toelaatbare plaatsonnauwkeurigheid $u = \pm 0,1$ mm.

De berekening van de optredende plaatsonnauwkeurigheid staat in bijlage 3.3. In dit geval is de geprogrammeerde instructie niet zonder meer toe te passen, daar de opzetfunctie geen scheve sinus functie is. In plaats van b.v. een nokmechanisme, wordt hier de opzet gerealiseerd door een Maltezer Kruis. In hoofdstuk 2 is al aan de orde gekomen hoe de opzetfunctie van een Maltezer Kruis benaderd kan worden. De conclusie van dat onderzoek was, dat er twee manieren zijn om de plaatsonnauwkeurigheid te berekenen, maar dat dit nooit meer dan slechts een indicatie kan zijn van het te verwachten dynamisch gedrag. Deze twee manieren zijn:

- M.b.v. de benadering van de opzetfunctie van het M.K. door een negendegraadspolynoom, is de afwijking van de relatieve plaatsonnauwkeurigheid t.o.v. de scheve sinus te schatten.
- Met dezelfde benadering het computerprogramma SIMU voeden. De optredende plaatsonnauwkeurigheid wordt dan met voor mij onbekend gebleven formules uitgerekend.

Om de uitkomsten beter te kunnen interpreteren, zijn dezelfde berekeningen uitgevoerd voor de huidige situatie van 12.000 producten per uur. Een overzicht van alle resultaten staat in figuur 3.1.

Zoals we reeds al vermoed hadden, blijken de resultaten van de twee berekeningsmethoden flink van elkaar te verschillen. Als enigste conclusie kan daarom gesteld worden, dat door het versnellen de plaatsonnauwkeurigheid van de geleiderol t.o.v. de laselectroden maximaal 100 % zal verslechteren.

Hoofdstuk 4 : Het versnellen van de omhulautomaat

4.1 Algemeen

Wanneer de producten uit de oven komen dan krijgen ze ter bescherming van de wikkel een hulsje. Dit proces speelt zich af in de omhulautomaat. Een schets van de machine staat in figuur 4.1. De omhulautomaat zal worden beschreven aan de hand van de bewerkingen die de producten ondergaan. Dit zijn achtereenvolgens:

- Het strekken van de draadjes gebeurt bij de wielen (no. 1). De wielen kunnen voorgesteld worden als zijnde een korte as met aan iedere zijde een flens, zodat het product rust op de draadjes. Het product kan hierdoor ook schuiven (zie figuur 4.1 onderaan).
- De producten worden vervolgens in een 2 meter lange ketting gestoken (no. 2), die als transportmiddel fungeert.
- De kerntjes worden allemaal op gelijke afstand van de ketting gezet (no. 3).
- De producten komen in de regentrommel (no. 4). In deze trommel bevindt zich een overvloed van hulsjes. De trommel draait om de ketting waardoor het hulsjes gaat regenen over de producten. Er is boven de ketting een kap gemaakt die er voor zorgt dat er maar 1 hulsje over het draadje kan vallen. De trommel heeft een lengte van 90 cm.
- De producten worden gecontroleerd en producten zonder hulsje worden er uitgeworpen (no. 5).
- De resterende producten worden langs een föhn gevoerd, waardoor het hulsje om het wikkeltje krimpt (no. 6).
- Tenslotte worden de producten er uitgeworpen (no. 7).

Momenteel heeft de machine een cyclustijd van 300 ms. ofwel 12.000 producten per uur. De ketting en het meest linkse wiel bewegen stapsgewijs en worden voortbewogen d.m.v. een Maltezer Kruis. In figuur 2.4 kan men aflezen dat verhogen van de snelheid met het oog op de maximale belasting van het Maltezer Kruis nauwelijks mogelijk is. Na overleg bleek, dat door de schoksgewijs bewegende ketting het insteken van de producten nogal veel problemen oplevert. Op deze 2 gronden wordt de keuze gebaseerd dat in de versnelde machine de ketting met constante snelheid zal moeten worden voortbewogen.

Bij de overgang van een stapsgewijze beweging naar een continue beweging moeten de volgende problemen opgelost worden:

- 1) Al draaiend de producten insteken met voldoende positioneringsnauwkeurigheid tussen het draadeinde van het product en het gat van het busje aan de ketting.
- 2) Het op hoogte zetten van de producten moet ook bij een bewegende ketting gebeuren.
- 3) De producten trillen niet meer, waardoor de hulsjes misschien niet meer over de kerntjes vallen.
- 4) Voor het uitwerpen van de goede producten zal een nieuw mechanisme ontworpen moeten worden.
- 5) De aandrijving moet aangepast worden.

Problemen bij het verwarmen of bij het uitwerpen van verkeerde producten m.b.v. een luchtcilinder worden niet verwacht. De volgorde waarin de bovenstaande problemen behandeld worden, gebeurt met een afnemende moeilijkheidsgraad. Zou men nl. voor onoverbrugbare problemen komen te staan, dan kan men in een vroeg stadium terugkeren naar een stap-rust beweging. Bij het oplossen van de diverse problemen staat centraal dat het product niet in dwarsrichting belast mag worden.

4.2 Het insteken

4.2.1 Algemeen

In figuur 4.2 staat een schets van de huidige situatie m.b.t. het insteken van het product in het busje. Er zijn vele mogelijkheden om de producten in een continu bewegende ketting te steken. Om het product niet in dwarsrichting te belasten moet de aandrukker bewegen met een constante snelheid in de richting van de bewegende ketting; dit naast de indrukbeweging zelf. Enige oplossingen zijn:

- 1) Vierstangenmechanisme:
Dit is moeilijk te construeren en kan de gewenste constante snelheid slechts benaderen.
- 2) Toepassen van twee nokken:
Dit is een dure oplossing, maar wel een mooie.
Zie paragraaf 4.2.2.
- 3) Toepassen van een excenter:
Een goedkope oplossing, maar de snelheid in verticale beweging is verre van constant. Het zal dus gecombineerd moeten worden met een extra nok.
- 4) Meedraaiend wiel met pennen en onafhankelijke aandrukker:
Vrij gecompliceerde oplossing maar het geeft een nauwkeurige positionering en het behoeft weinig aanpassingen aan de machine.
Zie paragraaf 4.2.3.

Voordat de ideeën 2 en 4 uitgediept gaan worden, moet eerst de tijd berekend worden die ter beschikking staat om de producten in de ketting te steken;

m.a.w. hoelang blijft het draadje van het product voor het gat van het busje aanwezig. Daartoe dient men van de diverse onderdelen de tolerantie te bepalen.

In het busje dat aan de ketting gemonteerd zit, bevindt zich een veertje, lang en plat, die het draadje van het product kan vastklemmen. Daardoor blijft er theoretisch een gat over met een breedte van 1,9 mm. Uit metingen aan de ketting zelf bleek dat een bovengrens van 1,8 mm. een veilige grens is. De ketting loopt gedeeltelijk in een geleiding, waardoor een extra afwijking ontstaat van ongeveer 0,25 mm. Er blijft dus een denkbeeldig gat over van $1,8 - 0,25 = 1,55$ mm.

De diameter van de draad is 0,6 mm. met een tolerantie van 0,025 mm. De gaten in het wiel hebben een straal van 51,0 mm. Dit met een tolerantie van 0,05 mm. De draadjes kunnen dus $\pm 0,075$ mm. van plaats verschillen. In figuur 4.3 wordt aan de hand van een schets berekend dat men voor het insteken maximaal 227 ms. de tijd heeft. De cyclustijd is bij 18.000 producten per uur 200 ms. Op het eerste gezicht lijkt de maximaal toelaatbare insteektijd geen problemen te geven. Grote voorzichtigheid is echter geboden bij het trekken van conclusies over dit theoretische resultaat, want momenteel geeft zelfs bij een stilstaande ketting en wiel het insteken veel problemen. Deze problemen worden dan wel voor een gedeelte veroorzaakt door het arreteren van het Maltezer Kruis, maar toch is het een teken aan de wand. Als conclusie kan gesteld worden dat er gestreeft moet worden naar een zo kort mogelijke insteektijd en dat de machine uiterst nauwkeurig afgesteld dient te worden. Een gevolg van deze manier van insteken is dat de afstand tussen het middelpunt van het wiel en het hart van het busje $51,375 - 0,775 = 50,6$ mm. wordt; dat is nu 51,0 mm.

4.2.2. Twee nokken

Wordt er gekozen voor de oplossing die gebruik maakt van twee nokken, dan moet de nok die voor de neergaande beweging zorgt, gedurende een bepaalde tijd een constante snelheid hebben. Het verwezenlijken van een constante snelheid samen met een hefffunctie waarvan we verwachten dat het dynamisch gedrag "mooi" is, kan bereikt worden door het samenvoegen van verschillende hefffuncties. Zie figuur 4.4. Het heffen begint met een halve sinusoïde, daarna een schuine lijn, dan de andere helft van de sinusoïde en tenslotte voor de teruggaande beweging een hele sinusoïde. Op deze manier is er geen sprong in het versnellingsverloop, omdat na de teruggaande beweging, de opzet opnieuw begint zonder een milliseconde rust te nemen.

Voor verschillende waarden van de maximale versnelling zijn diverse tijden en hefhoogten berekend. Daarbij waren de randvoorwaarden een constante snelheid van 80 mm/s (gelijk aan de snelheid van de ketting) en een totale cyclustijd van 200 ms. Het resultaat is te zien in de tabel van figuur 4.4. Opmerkelijk is dat de tijden van de gedeelde sinusoïde erg kort zijn en dat na no.3 de tijdsduur waarin de snelheid constant is sterk begint af te vallen. Als conclusie kan gesteld worden dat 3/4 van de totale cyclustijd gebruikt kan worden voor het insteken van de producten. Het is erg jammer, dat voor de oplossing waarbij we 2 nokken gebruiken, zoveel aan de bestaande kast moeten veranderen. Hierdoor wordt deze oplossing te duur om uit te voeren.

4.2.3. Toelichting behorende bij tekening (fig. 4.5):
"Continu insteken van producten in ketting"

Daar het insteken van de producten snel maar ook zeer nauwkeurig gebeuren moet, is bij dit idee gekozen voor een systeem met een positioneereenheid die onafhankelijk is van de eenheid die het product in de ketting drukt. Hieronder volgt een gedetailleerde omschrijving van het idee, aan de hand van figuur 4.5 (uitklapbaar).

Op het bestaande wiel dat de producten voor de busjes van de ketting positioneert wordt een hardweefsel wiel gemonteerd met 20 verende pennen. De positie van de wielen onderling moet eenmalig goed afgesteld worden. De geharde pennen worden op het juiste moment door de nieuwe hefboom ingeduwd. De veertjes over de pennen dienen ervoor dat tijdens de slag het contact tussen pen en hefboom niet verbroken wordt. Gekozen is voor de veer die een ongespannen lengte heeft van 26 mm; zodat halverwege de slag als de versnelling negatief wordt de veer ingedrukt wordt.

Codenummers:
7622 495 4554

i.p.v.
7622 495 4551

0122 001 04001

De gaten in het hardweefsel wiel fungeren als glijlager voor de geharde pennen. Dit is toelaatbaar omdat er zowat alleen axiale krachten op de pen uitgeoefend worden en deze nogeens zeer klein zijn. Aan het uiteinde is een V'tje geboord, zodat het draadje van het product niet kan wegglijden. De flensdiameter is 8 mm.

Contact tussen flens en het rolletje van de hefboom vindt plaats binnen een cirkel met een straal van 3 mm. op het flensoppervlak. Het weg-tijd diagram is zodanig opgesteld zodat er altijd voldoende ruimte blijft tussen de hefboom en de volgende pen met flens. Het insteken gebeurt symmetrisch om de 0 graden van het weg-tijd diagram. Halverwege de opzet moet het contactpunt op de symmetrie-as van het wiel liggen.

In de andere richting wordt de hefboom (52 mm) excentrisch t.o.v. de grondcirkel van de gaten ($R = 51$ mm) geplaatst, zodat de pennen bij iedere beweging gaan roteren en de slijtage gelijkmatiger wordt. De tekening is gemaakt bij een stand van 67,5 graden in het weg-tijd diagram, waar de pen geheel ingedrukt is. Bij het ontwerpen van de kern van het wiel is rekening gehouden met de geleiding, die de zijdelingse positie van het product bepaald. De hefboom bestaat uit twee stukken hoekijzer die op de arm zijn geschroefd. Het rolletje is de buitenring van een wentellager. Het borgringetje zorgt ervoor dat de pen niet uit het wiel kan vallen en voor het tegenhouden van de veer.

7622 495 4557

2622001 30004

Het terugbrengen van de pen in uitgangspositie kan gebeuren zodra het contact tussen het product en de pen verbroken is en totdat het volgende product in het wiel gebracht wordt. In deze ongeveer 180 graden kan m.b.v. een geleiding de pennen geleidelijk teruggestoken worden, eventueel het topje van de pennen iets afronden. Deze geleiding zit aan de onderkant van het wiel en is bevestigd als de andere geleidingen. Het is niet getekend.

7622 495 4554

De slag die de producten moeten maken is te berekenen uit figuur 4.6 en bedraagt:

- 1mm. breedte no. 2 links.
- 3mm. ruimte tussen no. 1 en no. 2.
- 11mm. in het busje.

15mm. slag van het product.

De zijdelingse positioneerplaten (no.2) zijn in werkelijkheid anders gemonteerd dan uit de mono's blijkt. De slag van de aandrukker bedraagt:

15 mm. slag product
1 mm. breedte no.2 rechts
2 mm. ruimte tussen no.2 en 6

18 mm. slag aandrukker
Deze slag is ook af te lezen in figuur 4.8 (aandrukker = pen). De slag van de hefboom tenslotte bedraagt:

18 mm. slag aandrukker
2 mm. ruimte tussen flens en rol

20 mm. slag hefboom

Resterende informatie:

18.000 producten per uur,
snelheid ketting is dan 80 mm./s.
Omwentelingssnelheid wiel 1,57 rad/s.
Indruktijd is 75 ms.
Teruggang hefboom in 43,8 ms.
Maximale versnelling indrukken $22,3 \text{ m/s}^2$
Maximale versnelling teruggang $65,5 \text{ m/s}^2$
De bewegingen zouden met het oog op het nauwkeurig insteken best nog iets sneller mogen verlopen.

4.3 Het uitwerpen

4.3.1 Algemeen

Het uitwerpen van goede producten vindt momenteel als volgt plaats:

- Een V-vormig bekje staat vlak bij de ketting.
- De ketting beweegt naar beneden, waardoor het draadje van het product in de V loopt.
- De V zit vast aan een hefboom, die naar voren beweegt. Hierdoor komt de V tegen de wikkel aan en wordt het product uit het busje getrokken.
- De slag van de hefboom is zo groot, dat het draadje uit het busje komt en in een magnetische verzamelaar valt.
- De hefboom met de V beweegt terug en wacht op het volgende product.

Het hierboven omschreven principe zouden we ook in de versnelde machine kunnen toepassen. Echter omdat het product bij het uitwerpen dan ook naar beneden beweegt, zal de wikkel langs de V gaan schuren. Dit zorgt voor een dwarsbelasting van het product en dit is niet toegestaan. De meest voor de hand liggende oplossing is de snelheid van het uitwerpen enorm te verhogen,

waardoor de duur van het contact tot een minimum beperkt zou worden. Na berekeningen bleek, dat de versnellingen van de hefboom dan te groot zouden worden. Bovendien is het niet te voorspellen waar de producten terecht zullen komen.

Een betere oplossing is te verkrijgen door de uitwerpende beweging en de neergaande beweging te combineren. Dan is het nl. niet nodig een extra bewegend mechanisme toe te voegen. Het idee van het combineren van de twee bewegingen is in twee ontwerpen uitgewerkt. Het eerste ontwerp (figuur 4.7) gaat uit van een verticaal bewegende as, waar een wieltje aan zit. De as is gelagerd en kan daardoor vrij bewegen. Door het wieltje over een commandobaan te laten lopen, beweegt de as bij uitwerpende beweging ook op en neer. Door voor de heffunctie een scheve sinus met een rechte te kiezen, kunnen we het product de constante snelheid van de ketting meegeven. De streep-stip lijn in de tekening stelt het uiteinde van de busjes voor waar de producten inzitten. Opmerking: het asje moet nog tegen verdraaiing geborgd worden.

Toer het ontwerp eenmaal in z'n geheel op papier stond, bleek het resultaat tegen te vallen. Het is een erg dure oplossing en lijkt niet erg stijf te zijn, als je realiseert dat de hele "toren" met flinke snelheid zal moeten bewegen. Vandaar dat er een tweede ontwerp is gemaakt.

4.3.2. Toelichting behorende bij tekening (figuur 4.8): "Uitwerpen producten uit continu bewegende ketting".

De op- en neergaande beweging wordt in dit ontwerp mogelijk gemaakt door een scharnierpunt wat zich bevindt op dezelfde hoogte als het rolletje, die over de commandobaan loopt. De beweging verloopt dan langs een cirkelboogje en niet langs een rechte, waardoor er een afwijking ontstaat. Bij 18.000 producten per uur en een β_m van 90 graden op de nok voor de heengaande beweging moet het V'tje 4 mm. zakken. De afwijking bedraagt bij diverse stralen.

<u>straal</u>	<u>afwijking</u>
50 mm.	0,025 mm.
30 mm.	0,043 mm.
20 mm.	0,065 mm.

In het ontwerp is de straal 42 mm. geworden, zodat we ons over die afwijking geen zorgen hoeven te maken.

De uitwerpende slag is 25 mm.: samen met de 4 mm. verlaging geeft dit een helling van de commandobaan van 9,1 graden. De afstand tussen het midden van de V en het hart van de grote as is 23 mm. De hartafstand grote as-scharnier is in principe vrij te kiezen. Zo kun je door die hartafstand te variëren het insteken en het uitwerpen gelijktijdig doen plaatsvinden. Bij het afstellen van de groef-schijf moet rekening gehouden worden, met de stand van de V t.o.v. het product in de ketting. Dit moet als volgt gebeuren: Bij 0 graden in het wegtijddiagram hoort er 2 mm. ruimte te zijn tussen het hart van het draadje en de bovenrand van de V. Lopen we dit diagram verder door, dan zakt het draadje eerst in de V, waarna de opzet begint. Vervolgens even rust, waarin het product in de verzamelaar kan vallen. Tenslotte in 50 ms. weer terug in de richting van de ketting.

Voor de heffunctie kiezen we een scheve sinus met een rechte, waardoor het stukje met constante snelheid in de beweging gerealiseerd kan worden. Om de lengte te bepalen waarover de snelheid constant moet zijn, wordt er allereerst nagegaan hoe groot de afstand is tussen het begin van de opzet en het eerste contact tussen product en de V.

Lengte draad	29 mm.	
Draad in busje		13 mm.
Ruimte		4 mm.
Breedte V		4 mm. +
Subtotaal	<u>21 mm.</u> -	
Over	8 mm.	

Theoretisch scheve-sinus-met-rechte verloop:

- 0 - 8 mm. Halve scheve sinus
- 8 - 21 mm. Rechte
- 21 - 25 mm. Halve scheve sinus

In figuur 4.9 staat vermeld hoe de hefhoogten met bijbehorende tijden berekend zijn. De gebruikte randvoorwaarden zijn:

$$v = 25 \text{ mm.} / 50 \text{ ms.} \quad \text{tijdens de rechte}$$

$$H_m = 25 \text{ mm.} \quad \text{totale hefhoogte}$$

Er wordt gekozen voor combinatie 4, omdat deze een kleine tm heeft en een toelaatbare maximale versnelling. Nog meer vergroten van x en y is niet mogelijk, omdat de kans op ondersnijding dan te groot wordt. Het geheel resulteert in het volgende verloop:

- 0 - 3 mm. Halve scheve sinus
- 3 - 22 mm. Rechte
- 22 - 25 mm. Halve scheve sinus

De tm van 62 ms. zorgt er voor, dat de opzet begint bij 124,2 graden in het wegtijd diagram.

Als wielje dat over de commandobaan loopt, is gekozen voor een klein wentellager, waarvan het buiten oppervlak het loopvlak is.

4.4 Het op hoogte zetten

Om er voor te zorgen dat het hulsje een goede positie krijgt t.o.v. de wikkel tijdens het verwarmen, moet de wikkel nog eens extra gepositioneerd worden. Dit dient, net als de andere bewerkingen, te geschieden bij een continu bewegende ketting. Voor dit probleem is in de beschikbare tijd geen goede oplossing gevonden. Er is wel over nagedacht en dat heeft de volgende ideeën opgeleverd:

- Het positioneren van alleen de bovenkant van de wikkels, kan gebeuren door een groot wiel over de wikkels te laten afrollen. Dit wiel zou eventueel met een tandriem door het dichtbij gelegen kettingwiel aangedreven kunnen worden. Nadelen zijn dat het product door het grote wiel enigzins in dwarsrichting belast wordt en dat de bovenkant i.p.v. de onderkant van de wikkels gepositioneerd wordt.
- Een heel snelwerkend "klappertje", aangedreven door een electromotor, zou met b.v. 1500 slagen per minuut de wikkel kunnen positioneren. De bekken moeten dan de vorm krijgen, die de bekken van de kantelmagneet nu hebben (De kantelmagneet zelf is te traag). Problemen bij deze oplossing doen zich voor bij het ontwerpen van het mechanisme tussen de motor en de bekken.

Momenteel worden de producten zo'n 1 à 2 mm. naar beneden geslagen. Bij de nieuw te ontwerpen constructie kan men uitgaan van 0,5 mm., mits men de insteekdiepte bij het insteken aanpast.

4.5 Het trillen

De producten die in de regentrommel zitten, worden voorzien van precies één hulsje. Dit is gerealiseerd door twee platen tot vlak bovenaan het draadje te monteren, waardoor het resterende stukje draad korter is dan het hulsje. Zie figuur 4.10. Eenmaal buiten de trommel kan het hulsje naar beneden vallen tot op een volgende set platen die reiken tot vlak bij de onderkant van de wikkel. De hulsjes vallen momenteel gemakkelijk over de wikkels heen, omdat de ketting en dus ook de producten schoksgewijs bewegen. In de versnelde machine zullen echter de producten niet zo hevig trillen. Hierdoor is het noodzakelijk een extra element te monteren, die de producten laat trillen. Zo'n element blijkt al ontworpen te zijn; de zgn. snor, zie figuur 4.11. Deze moet zo gemonteerd worden, dat het uiteinde van het product net getoucheerd wordt. Dit lijkt voldoende om de hulsjes over de wikkels heen te krijgen.

4.6 De aandrijving

Om de overgang van een stap-rust beweging naar een continue beweging te bewerkstelligen, moeten de drijvende delen, die zich binnen in de machine bevinden veranderd worden. Hieronder wordt een mogelijkheid omschreven, waarbij de aandrijving van het richtwiel plaatsvindt via de nokkenas.

	<u>codenummers</u>
Het <u>Maltezer Kruis</u> moet uit de constructie verdwijnen. Het grote <u>tandwiel</u> , wat op de ingaande as van het M.K. zit, drijft echter ook nog de schakelunit aan.	7622 485 0728
Er zal dus een combinatie van een as met twee lagers en lagerbussen gemonteerd moeten worden om het tandwiel weer op z'n plaats te zetten. De <u>unit</u> voor het blokkeren van de <u>ketting</u> na de opzet komt te vervallen.	7622 495 4573
Op de <u>nokkenas</u> wordt een nieuw te ontwerpen tandwiel ($m=2, z=18$) gemonteerd. Zie figuur 4.12.	7622 495 4580
De <u>as</u> met lagering moet verplaatst en aangepast worden: Er komen twee nieuw te ontwerpen tandwielen op die as ($m=2, z=76$ en $z=18$). De overbrengverhouding tussen nokkenas en hulpas bedraagt nu $4.4=16$ (vertragend). De totale overbrengverhouding tussen nokkenas en richtwiel is $16.1,25=20$.	7622 495 1703
Door deze constructieve wijzigingen hebben we een continu bewegend mechanisme gekregen; om de cyclustijd te verkorten moet de <u>riemschijf</u> vervangen worden.	7622 495 1718
	7622 495 4548

Hoofdstuk 5 : Overzicht

5.1 Resultaten

In deze paragraaf zal aan de hand van de verschillende units, de resultaten van de poging om de lassoldeerautomaat te versnellen worden besproken.

De lasunit kan op vrij eenvoudige wijze versneld worden door het plaatsen van een extra laskop op de bestaande machine. De productiesnelheid blijft beperkt tot 20.000 producten per uur, omdat het Maltezer Kruis niet zwaarder belast mag worden. Het dynamisch gedrag van de machine zal sterk verslechteren, maar in de zgn. resultatenbespreking met diverse specialisten, werd dit niet als een probleem ervaren.

De samensteller dient vervangen te worden door een nieuwe eenheid, wiens werking gebaseerd is op een eenvoudiger principe. Deze nieuwe machine zal naar verwachting een net dynamisch gedrag vertonen en het ingebouwde Maltezer Kruis wordt slechts matig belast. De productiesnelheid is afhankelijk van de snelheid waarmee de wikkels aangevoerd kunnen worden en bedraagt bij een standaarduitvoering trilvoeder 18.000 producten per uur.

De oven kan verlengd worden of de oventemperatuur kan verhoogd worden als mocht blijken, dat de krimp tijd te kort zou zijn in de versnelde machine.

De omhulautomaat kan aangepast worden, zodat ook deze eenheid 18.000 producten per uur kan verwerken. Daar de ketting als productdrager niet langer schoksgewijs maar continu beweegt, wordt het dynamisch gedrag veel beter en verdwijnt het Maltezer Kruis uit de constructie.

5.2 Verslaglegging

De ontwerpen van de lasunit en de samensteller staan in het verslag van Peter ten Brinke. De ontwerpen behorende bij het versnellen van de omhulautomaat staan in hoofdstuk 4 van dit verslag. Naar verwachting kunnen de ontwerpen van de lasunit direct in monotekeningen worden omgezet. De samensteller dient eerst door een constructeur bekeken te worden; dit geldt ook voor de omhulautomaat. Met name moet het probleem van het op hoogte zetten nog opgelost worden.

5.3 Conclusie

Uit de verzameling van resultaten (paragraaf 5.1) blijkt dat er ons inziens goede mogelijkheden bestaan, om de lassoldeerautomaat constructief zo te wijzigen, dat er 18.000 producten per uur op verwerkt kunnen worden. Na de zgn. resultatenbespreking is gebleken, dat deze conclusie door diverse specialisten uit het bedrijf onderschreven kan worden.

5.4 Afsluiting

* Deze stage/I1-opdracht bij Philips Industrie te Roeselare heeft mij vanuit de praktijk in contact gebracht met het vakgebied van de bedrijfsmechanisatie. Voor een toekomstig ingenieur is het opdoen van praktijkervaring onontbeerlijk. Naast de opgedane werkervaring vormt het ook een stimulans voor de verdere studie.

Ik wil een ieder die zich ingespannen heeft om deze stage/I1-opdracht succesvol te doen verlopen, hartelijk bedanken. Ook wil ik Peter ten Brinke nog bedanken voor de prettige samenwerking.



E.M. Ruissen

Literatuurlijst

- (1) prof.ir.W.van der Hoek: Het voorspellen van dynamisch gedrag en positioneringsnauwkeurigheid van constructies en mechanismen.

VERSLAG 11-OPDRACHT

E.M.Ruissen

173620

W.P.B.- rapport nr. 0155

Philips Industrie
Roeselare

Technische Hogeschool
Eindhoven

ing.U.W.Schaefer
ing.P.A.Geldof

prof.ir.J.Erkelens

21-12-1984

Deel FIGUREN en BIJLAGEN

Bij dit verslag behoort nog een gedeelte
TEKST.

INHOUDSOPGAVE

- Figuur 1.1 Werkschema
 - 1.2 Invloed toerental op plaatsonnauwkeurigheid
 - 1.3 Invloed eindmassa op plaatsonnauwkeurigheid

- Figuur 2.1 Schematisch model Maltezer Kruis
 - 2.2 Kinematica Maltezer Kruis
 - 2.3 Belastinggrafiek oud
 - 2.4 Afleiding: koppel is constant
 - 2.5 Belastinggrafiek nieuw
 - 2.6 Voorbeeld constructieve wijzigingen
 - 2.7 Ontwerp tandwiel
 - 2.8 Ontwerp geleiderol

- Figuur 3.1 Resultaten Electromotor-Geleiderol

- Figuur 4.1 Schets: de omhulautomaat
 - 4.2 Schets: huidige situatie m.b.t. het insteken
 - 4.3 Berekening insteektijd
 - 4.4 Berekening nokprofiel neergaande beweging
 - 4.5 Ontwerp: insteken
 - 4.6 Positie product voor en na het insteken
 - 4.7 Ontwerp: uitwerpen 1
 - 4.8 Ontwerp: uitwerpen 2
 - 4.9 Berekening nokprofiel uitwerpende beweging
 - 4.10 Schets: situatie in regentrommel
 - 4.11 Snor
 - 4.12 Schets: aandrijving

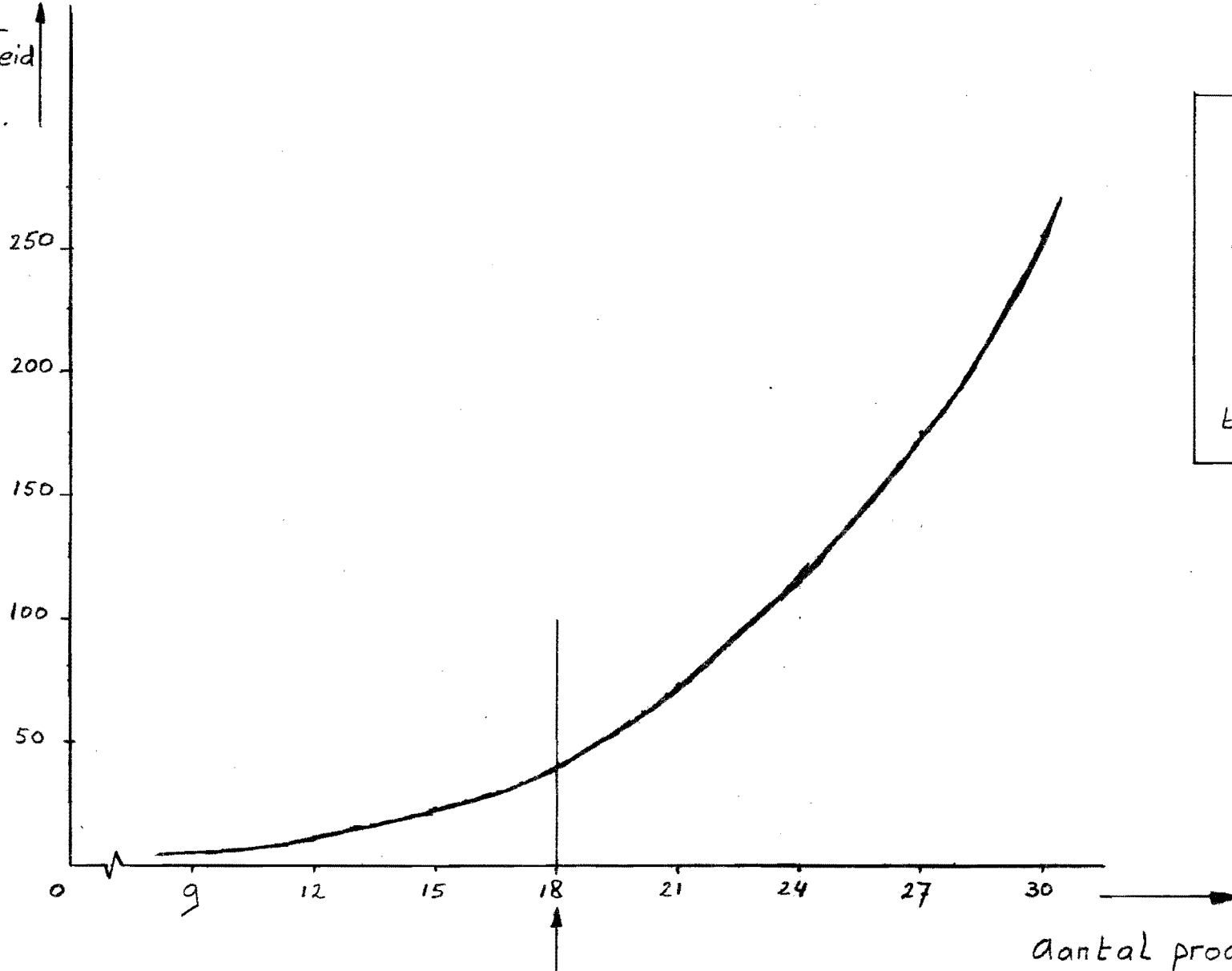
- Bijlage 2.1 Het Maltezer Kruis
 - 2.2 Benaderen opzetfunctie Maltezer Kruis

- Bijlage 3.1 Geprogrammeerde instructie
 - 3.2 Dynamisch gedrag Electromotor-Hefboom
 - 3.3 Dynamisch gedrag Electromotor-Geleiderol

Invloed bedrijfsstoerental

op plaatsnauwkeurigheid aan de uitgang.

Plaats-
on-
nauw-
keurigheid
in μm .



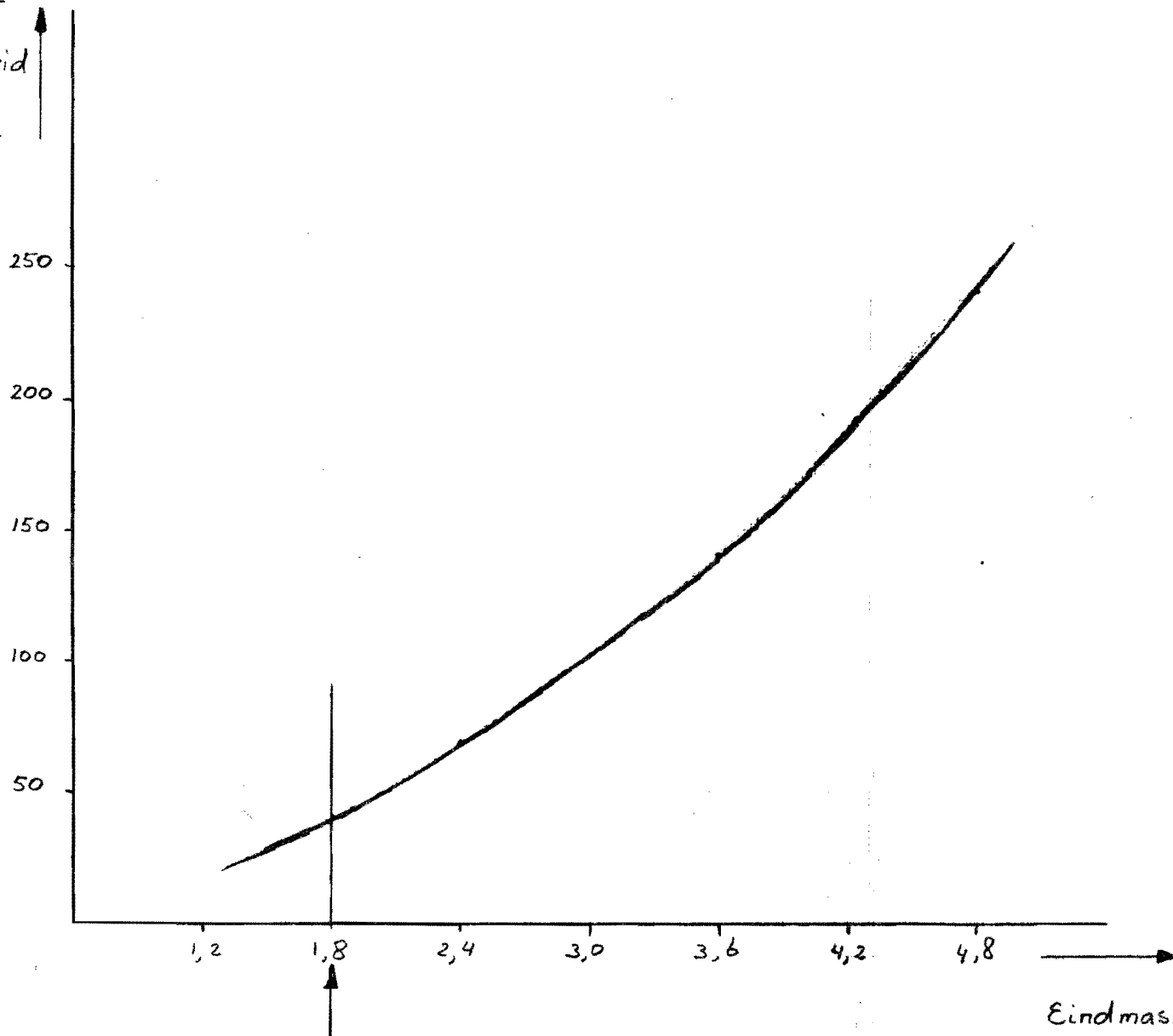
Opgetekend uit
berekeningsresultaten
Laskop-aandrijving 1
11-09-1984
Voorlopig versneld
tot 18000 prod./uur

Figuur 1.2

Invloed eindmassa

op plaatsonnauwkeurigheid aan de uitgang

Plaats -
onnauw -
keurigheid
in μm .

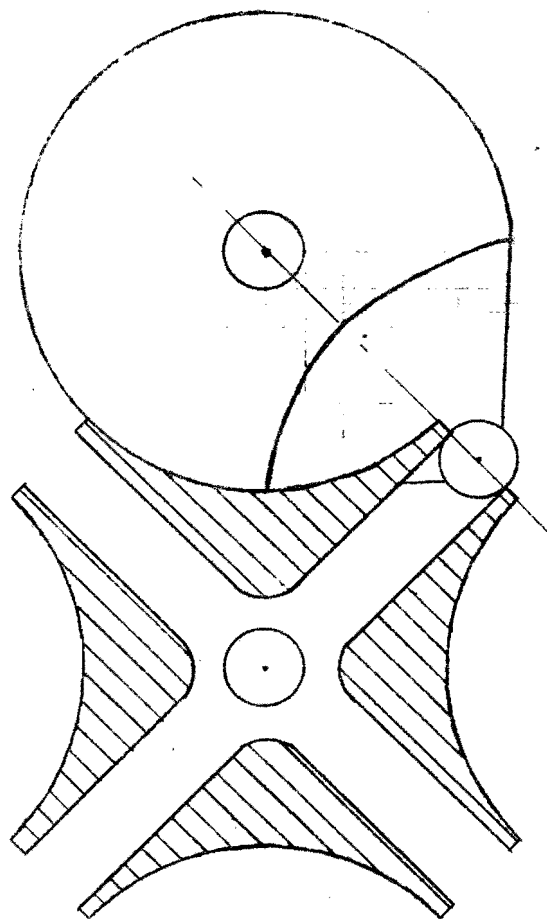


Opgetekend uit
berekenningsresultaten
Laskop - aandrijving 1
11-09-1984.
Massa Laskop
1,8 kg

Figuur 1.3

Schematisch model Maltezer Kruis

$n = 4$: beweging over 90°
stilstand over 270° per cyclus



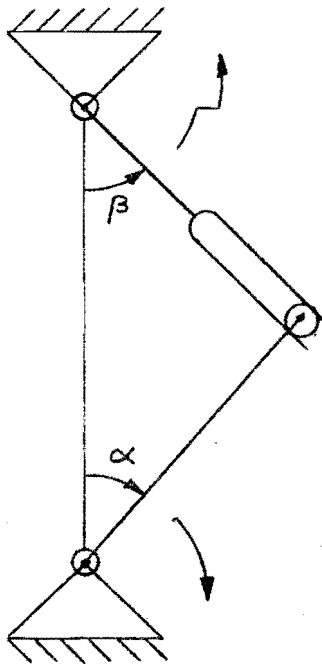
Ingaande - as
Continu roterend

Uitgaande - as
Stapsgewijs roterend.

Figuur 2.1

Kinematica Maltezer Kruis

$n = 4$



α hoek opzet - as

β hoek kruis - as

hoekverdraaiing $\beta = \arctan\left(\frac{\sin \alpha}{\sqrt{2} - \cos \alpha}\right)$

hoeksnellheid $\dot{\beta} = \frac{\sqrt{2} \cdot \cos \alpha - 1}{3 - 2\sqrt{2} \cdot \cos \alpha} \cdot \dot{\alpha}$

hoekversnelling $\ddot{\beta} = \frac{-\sqrt{2} \cdot \sin \alpha}{(3 - 2\sqrt{2} \cdot \cos \alpha)^2} \cdot \dot{\alpha}^2$

Figuur 2.2

Afleiding

De begrenziingslijn in de figuur 2.3 is een lijn van constant Koppel.

T	Koppel
J	massatraagheid
α	Ingaande hoek Maltezer Kruis
β	Uitgaande hoek Maltezer Kruis
n	Toerental ingaande-as
C_1	Constante
C_2	Constante
C_3	Constante

$$\left. \begin{aligned} T &= J \cdot \ddot{\beta} \\ \ddot{\beta} &= f(\alpha) \cdot \dot{\alpha}^2 = C_1 \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (\text{zie figuur 2.2}) \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$
$$T = C_1 \cdot J \cdot \dot{\alpha}^2 ;$$
$$\text{Log } T = \text{Log } (C_1 \cdot J \cdot \dot{\alpha}^2) ;$$
$$2 \cdot \text{Log } \dot{\alpha} = \text{Log } T - \text{Log } C_1 - \text{Log } J ;$$
$$2 \cdot \text{Log } \dot{\alpha} = C_2(T) - \text{Log } J ;$$
$$\text{Log } n = C_3(T) - \frac{1}{2} \text{Log } J ;$$

Deze vergelijking stelt de gezochte lijn voor, mits C_3 is constant, m.a.w. T moet constant zijn.

Controle : richtingscoëfficiënt = $-\frac{1}{2} \cong -26$ graden

Voorbeeld constructieve wijzigingen
aan de versnelde Lasunit.

In een poging de gereduceerde massa draagheid te verlagen, zijn de geleiderollen waar de band overheer loopt en de grote tandwielen ($d = 140 \text{ mm.}$) verjongd.

Het materiaal waaruit deze grote tandwielen bestaan is veranderd van staal in hardweefsel.

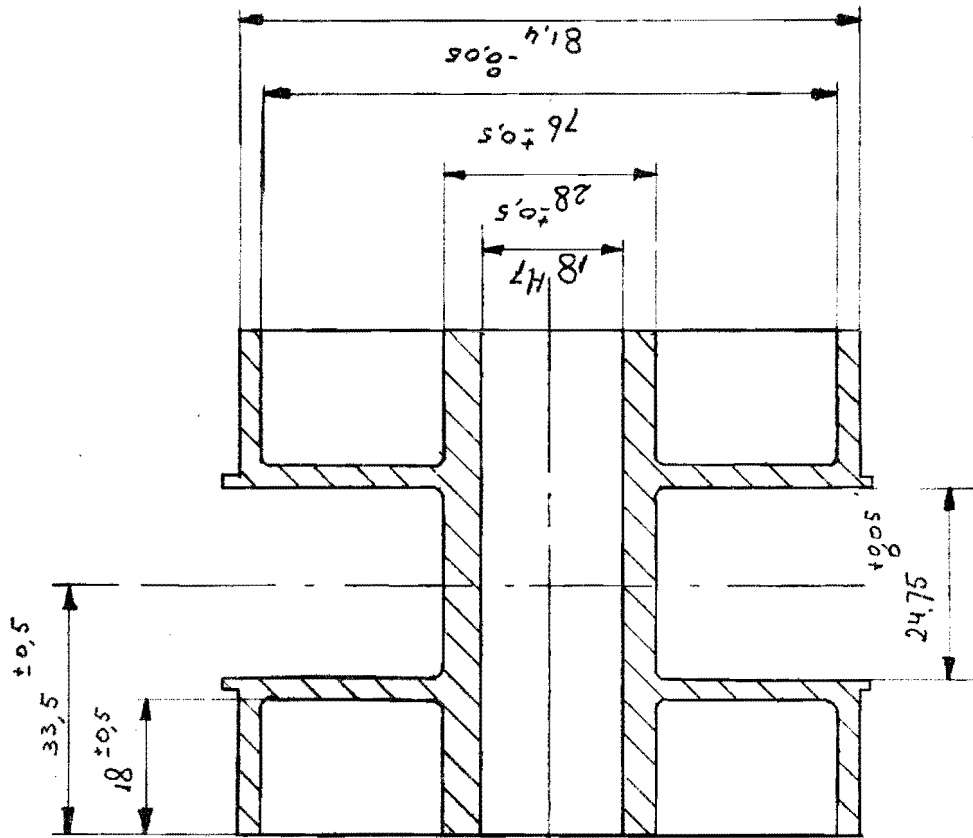
De veranderingen zijn opgenomen in de figuren 2.7 en 2.8.

De gereduceerde massa draagheid zou eventueel nog iets verminderd kunnen worden door het kleine stalen tandwiel ($d = 70 \text{ mm.}$), dat op de uitgaande as van het Maltezer Kruis zit, te verjongen.

Het ontwerp van de versnelde machine staat op tekening nr. 6 in het verslag van Peter ten Brinke.

Het punt 2 in de belastingsgrafiek van figuur 2.5 is gebaseerd op dat ontwerp samen met bovengenoemde constructieve wijzigingen.

Figuur 2.6



Figuur 2.8

Lasautomaat (1:1)

Samenstelling 7622 495 07900

Geleiderol 7622 495 X.

Deze geleiderol zou bij de versnelde machine in plaats

komen van 7622 495 0672.

Resultaten

Electromotor - Geleiderol

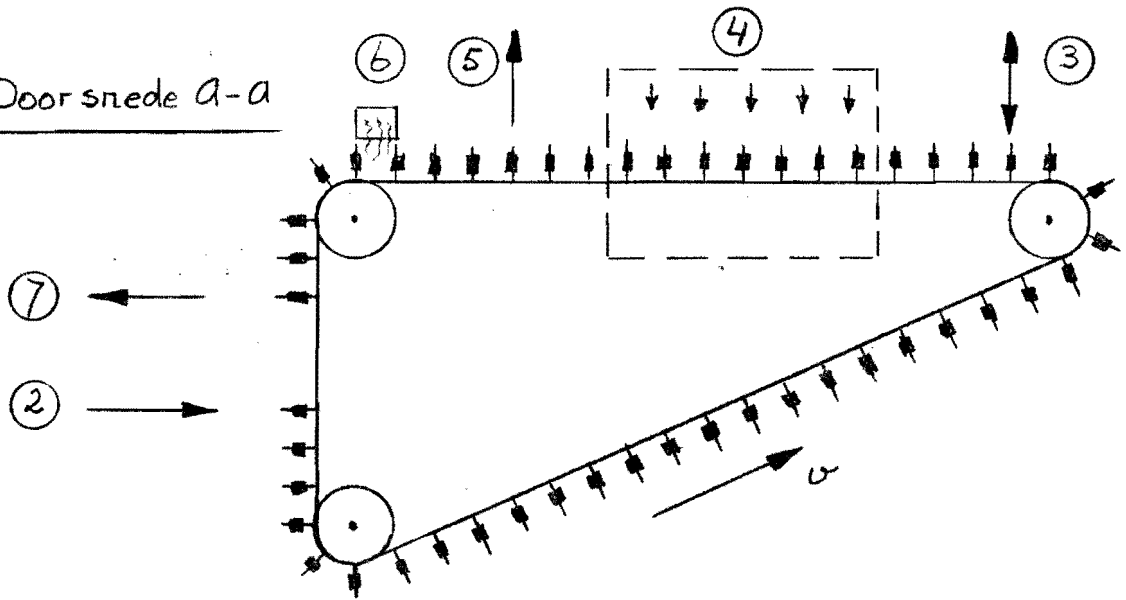
producten per uur	plaatsonnauwkeurigheid in μm .		
	Methode 1 Grafieken	Methode 2 Computer $Q = 0\%$	Methode 2 Computer $Q = 5\%$
12.000	27	55	25
18.000	60	70	35

Q is de dempingscoëfficiënt

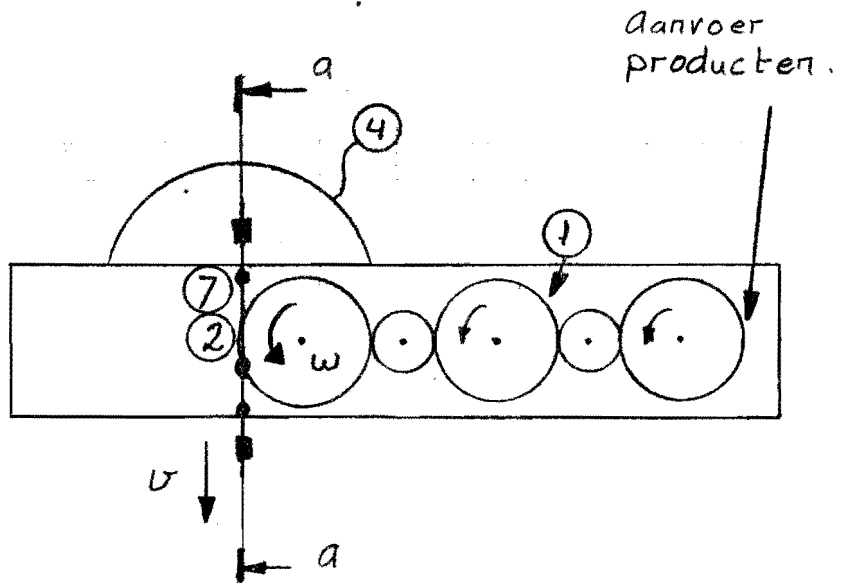
Figuur 3.1

Schets : De ontulautomaat

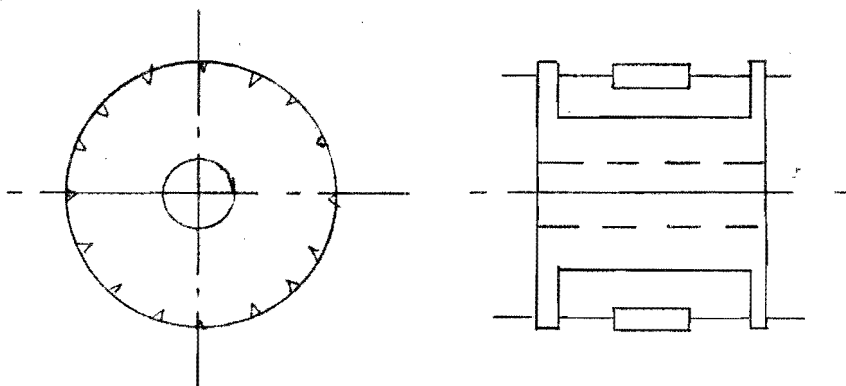
Doorsnede a-a



Vooraanzicht

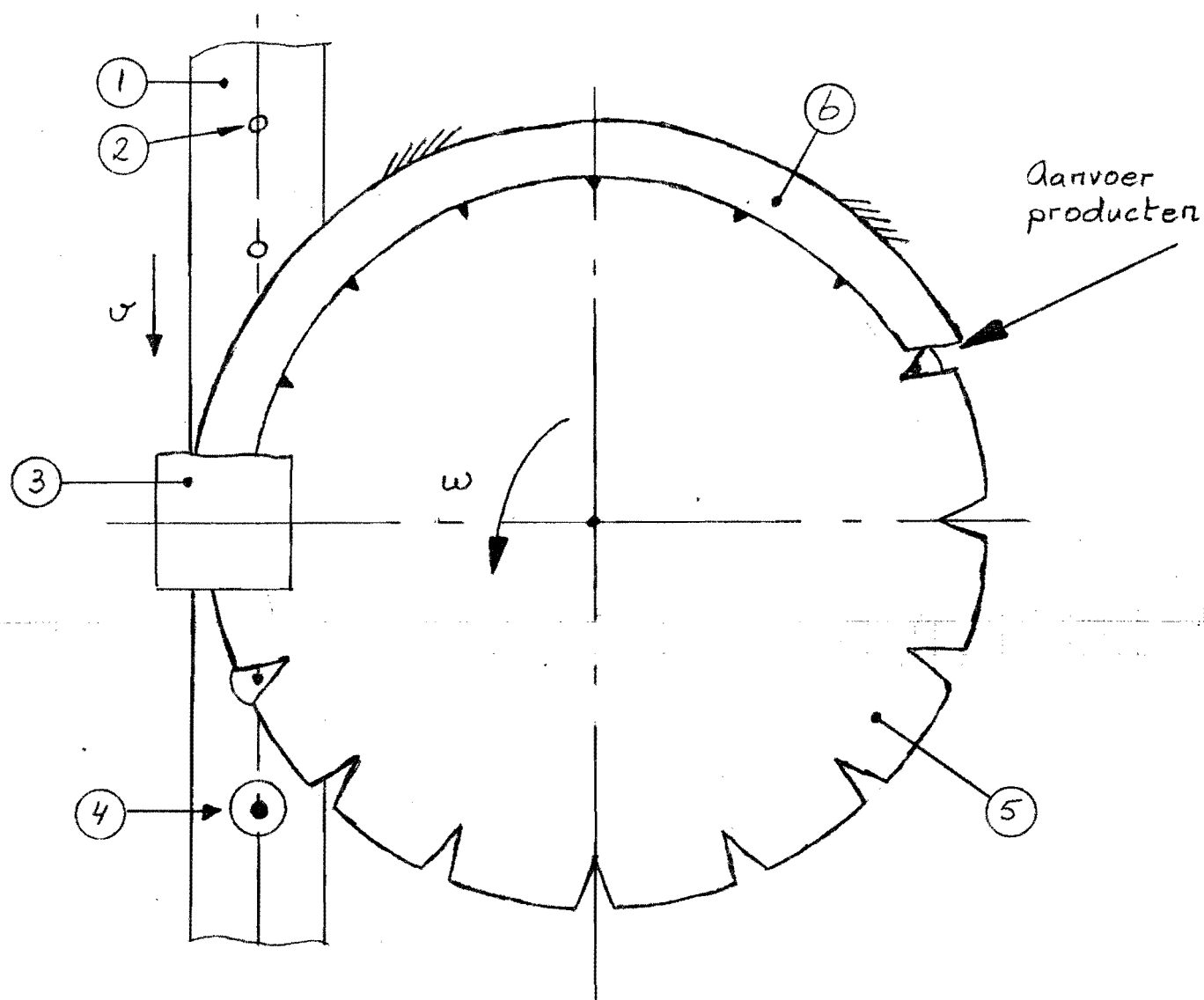


Wiel



Figuur 4.1

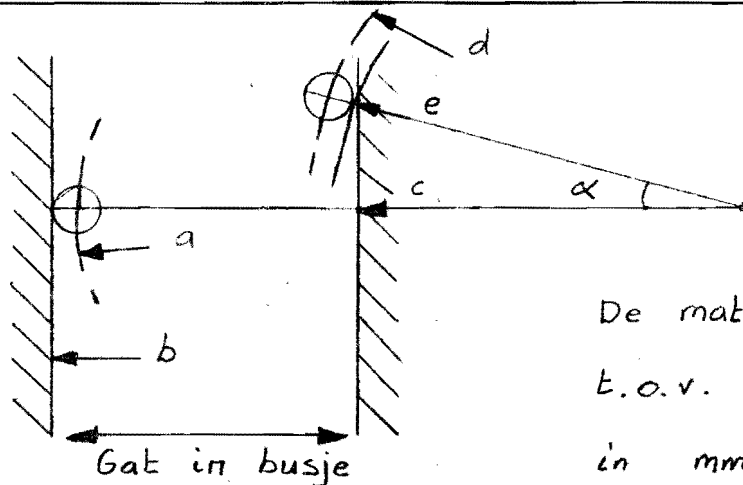
Schets : Huidige situatie insteken



- 1 Ketting
- 2 Gat in busje
- 3 Aandrukker, beweegt in en uit het vlak van tekening
- 4 Product in busje
- 5 Wiel met 20 groeven
- 6 Kap om producten in het wiel te houden

Figuur 4.2

Berekening insteektijd.



De maten zijn stralen
t.o.v. middelpunt wiel
in mm.

a : Draadje zover mogelijk naar links.

$$51,0 + 0,075 = 51,075$$

b : Linkerbuitenrand gat in busje.

$$a + 0,3 = 51,375$$

c : rechterbuitenrand gat in busje

$$b - 1,55 = 49,825$$

d : Draadje zover mogelijk naar rechts

$$51,0 - 0,075 = 50,925$$

e : Aanrakingspunt draadje aan rechterkant

$$d - 0,3 = 50,625$$

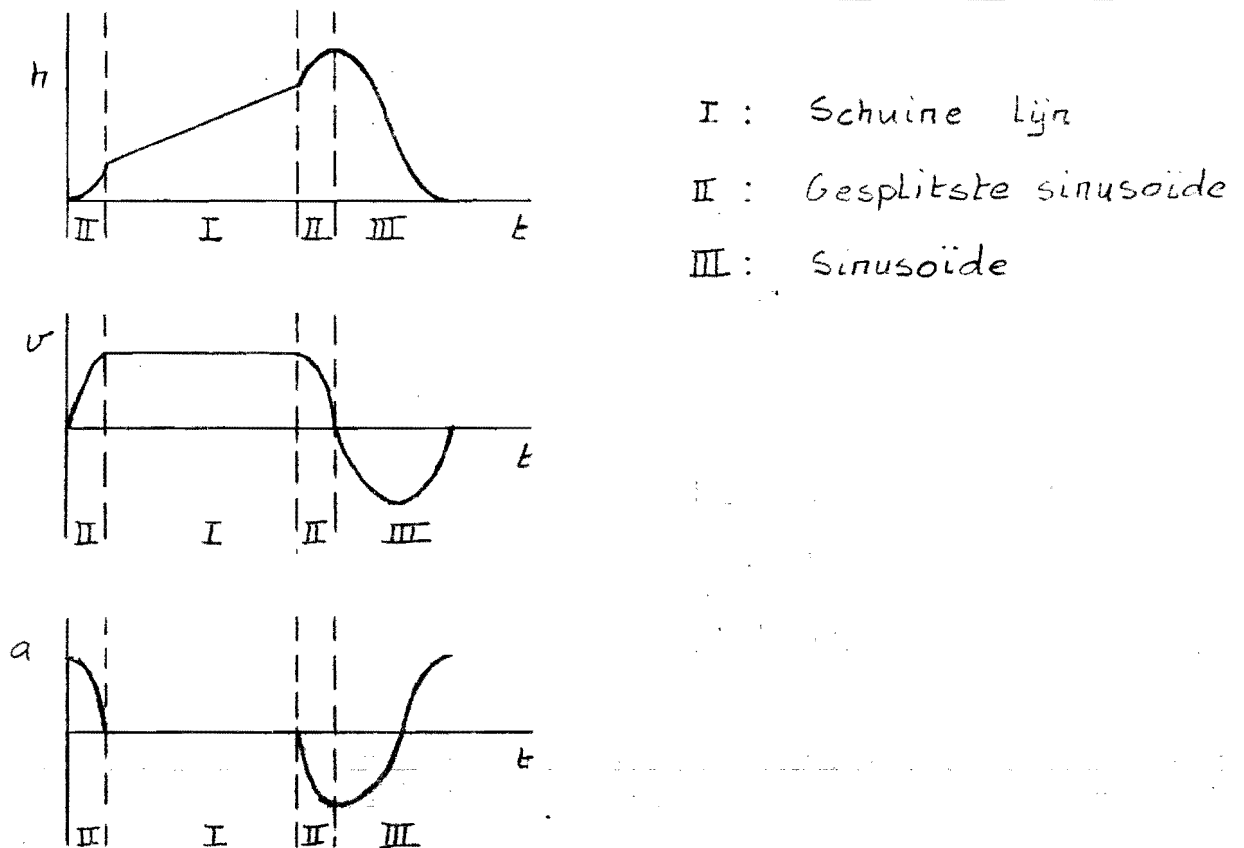
$$2 \cdot \alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{c}{e}\right) = 0,356 \text{ rad.} \longrightarrow \Rightarrow$$

18000 producten / uur , 20 producten / wiel.

$$\omega = 1,57 \text{ rad/s} \longrightarrow \Rightarrow$$

$$t = 227 \text{ ms.}$$

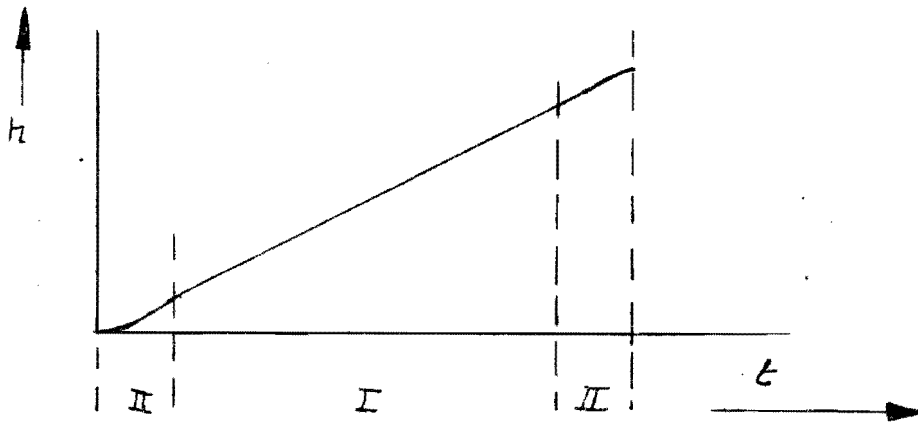
Berekening nokprofiel neergaande beweging



Π_0	v_{const} mm/s	a_{max} m/s ²	t_m ms	h_{mI} mm	t_{mI} ms	h_{mII} mm	t_{mII} ms	h_{mIII} mm	t_{mIII} ms
1	80	5g	200	12,73	159,2	0,26	5,0	12,99	35,8
2	80	4g	200	12,34	154,2	0,32	6,3	12,66	39,5
3	80	3g	200	11,75	146,9	0,42	8,4	12,18	44,8
4	80	2g	200	10,81	135,1	0,64	12,6	11,09	52,3
5	80	g	200	8,45	105,6	1,28	25,1	9,73	69,3

Figuur 4.4

Berekening nokprofiel uitwerpende beweging



I : Schuine lijn

$$h_I = x h_m$$

$$t_I = y t_m$$

II : Gesplitste scheve sinus

$$h_{II} = (1 - x) h_m$$

$$t_{II} = (1 - y) t_m$$

$$h_I + h_{II} = h_m$$

$$t_I + t_{II} = t_m$$

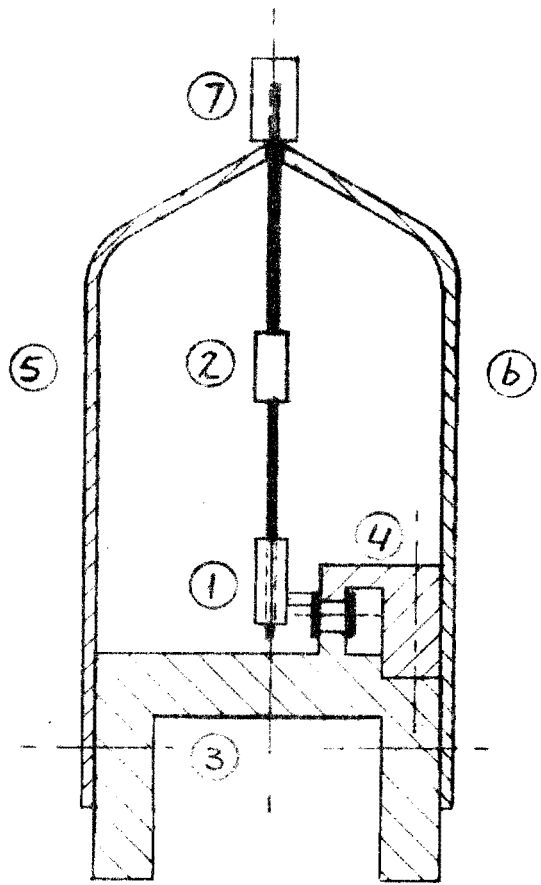
Figuur 4.9

In de raakpunten moeten de hellingen

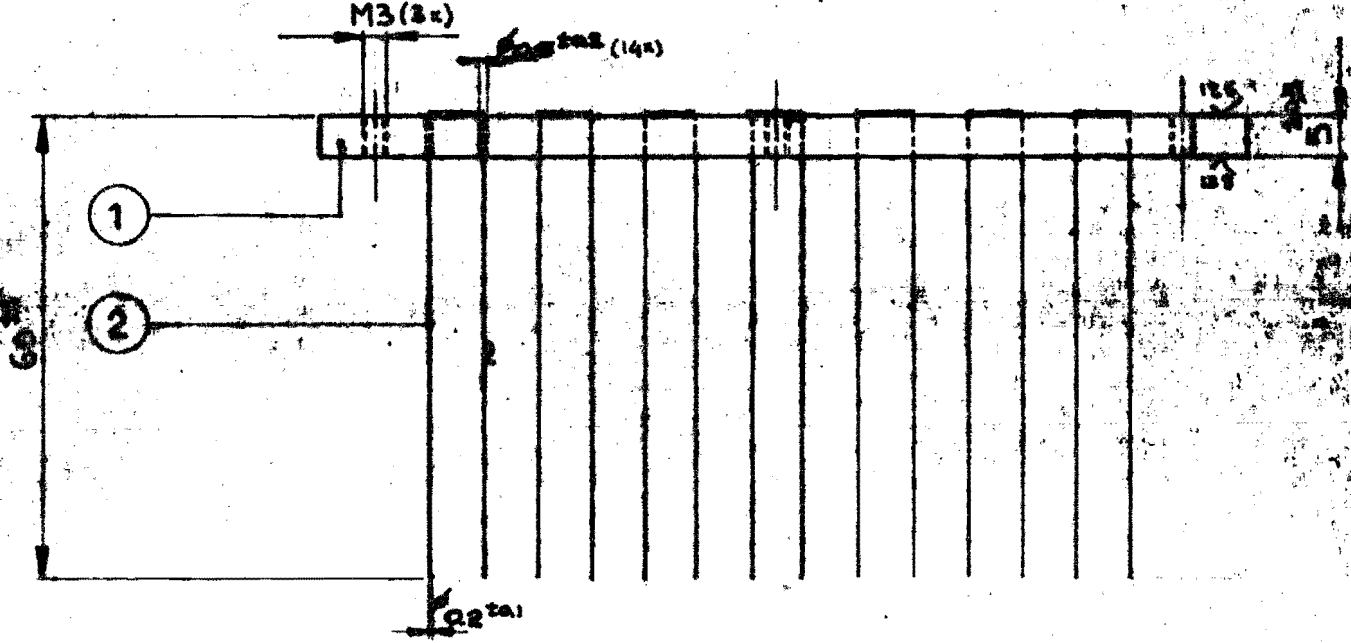
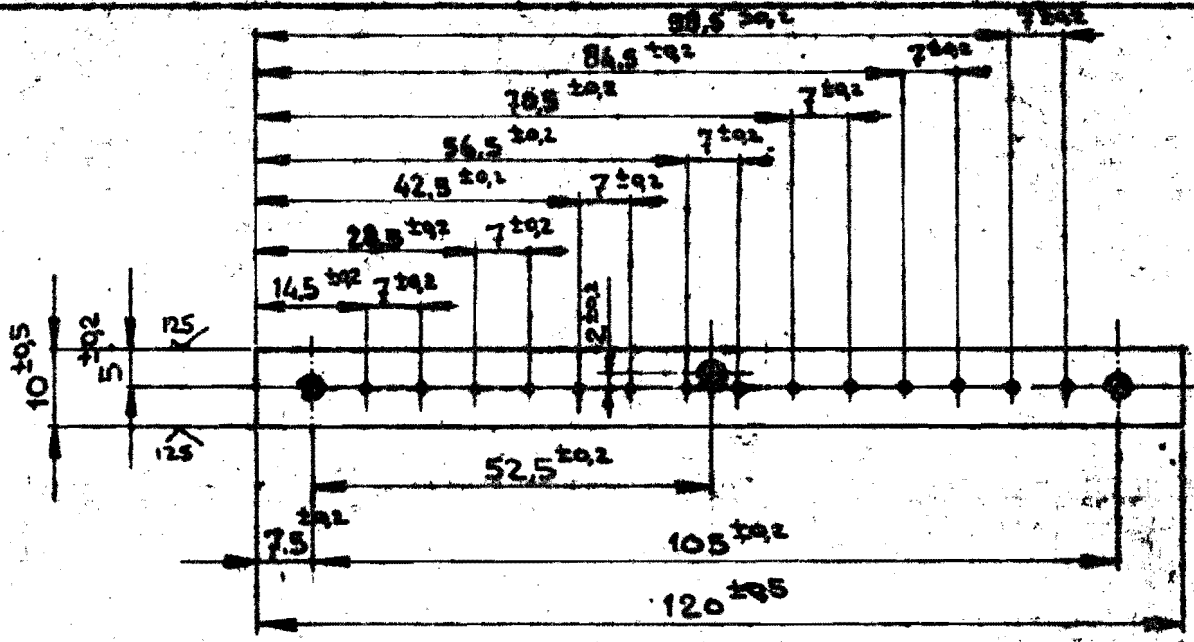
aan elkaar gelijk zijn $\Rightarrow x = \frac{2y}{1+y}$

n_0	x	y	h_m mm	t_m ms	h_I mm	t_I ms	h_{II} mm	t_{II} ms	a_{max} m/s ²
1	13/25	0,3514	25	74	13	26	12	48	28,7
2	15/25	0,4286	25	70	15	30	10	40	32,1
3	17/25	0,5152	25	66	17	34	8	32	36,1
4	19/25	0,6129	25	62	19	38	6	24	40,9

1	Ketting met bus		
2	Product		
3	Kettinggeleider	7622	495 1744
4	Kettinggeleider	7622	495 1746
5	Plaat	7622	495 1747
6	Plaat	7622	495 1748
7	Beschermhulsje		



UN-D 20		TOLERANCES UNLESS OTHERWISE STATED TOLERANTIES TENZI ANDERS VERMELD		UN-D 603	
R _s in micron (μm)		DIMENSION MAAT	ANGLE HOEK		
GENERAL ROUWHEID ALGEMEENE RUWHEID	UNIT EENH. mm	MATERIAL MATERIAAL		ASSEMBLY NO. SAMENSTELLINGS NR.	
SCALE SCHAAL	PROJ. EUROP.	TREATMENT BEHANDELING		PATTERN NO. MODEL NR.	
CLASS NO.		Omhulautomaat: situatie in de regentrommel		ORDER NO. / COMM. NR.	
NAME NAAM		DIPERS. VERV.		Figuur 4.10	
PROPERTY OF EIGENDOM VAN N. V. PHILIPS' GLOEI-LAMPENFABRIEKEN, EINDHOVEN-NEDERLAND				CHECK CONTR.	DATE DAT.
					FORM A4



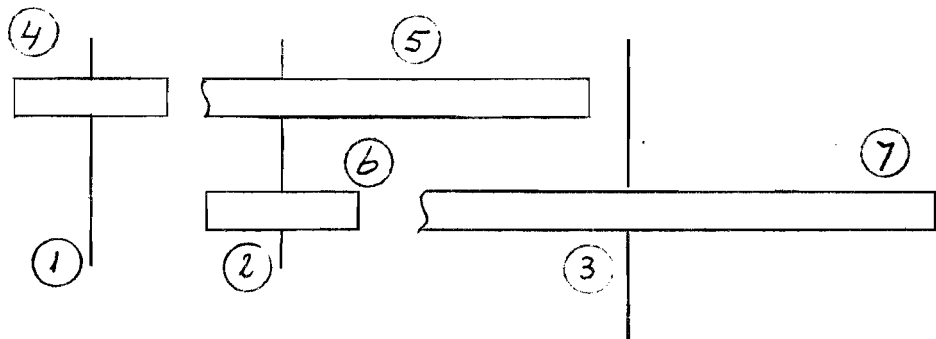
2
Seh. gew.

7	Verenat. dr. hard N137	0122 001 01002	2
1	mess Ms 58 Roo1	0322 001 07092	1
V V W W W W W W W W	M.N.D. 28	TOLERANCES LINEAS OFFSHORE STAND TOLERANTIES TENZU ANDRES VERMELD	UNL 208
~ 0 00 000 000 000 000	DIMENSION MAAT	ANGLE HOEK	7622 495 16500-0
GENERAL BOLCAHNS ALGEME BOLWED 500	UNIT EENH. mm	MATERIAL mess Ms 58 Roo1	PATTERN NO. MOOBL. NR. Figur 4.11
SCALE SCHAAL 1:1	PROJ. EUROP.	TREATMENT BEHANDELING	ORDER NO. / COMM. NR.
CLASS NO.	Snar	7622 495 1778	2 25 6-30

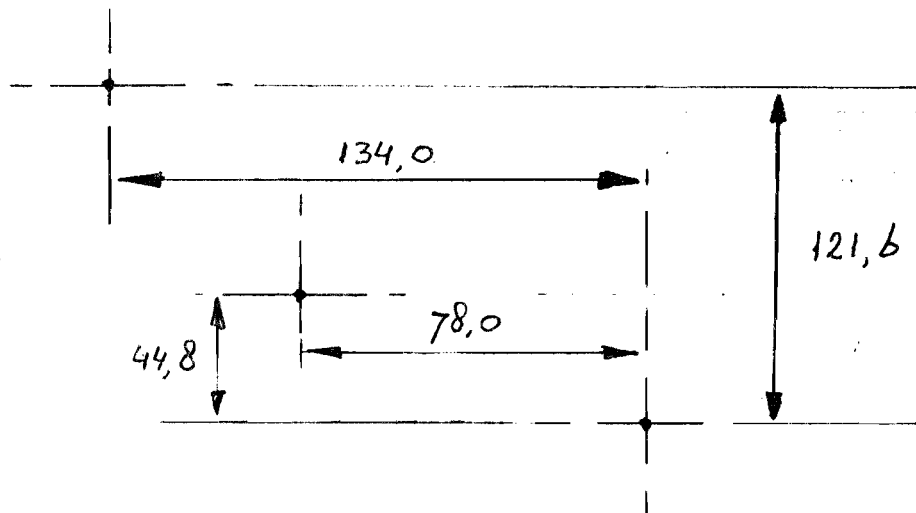
HOORNINK

Omtkulautomat : De aandrijving

Boveraanzicht



Vooraanzicht



1	Ποκκeπas	7b22 495 1703
2	Hulpas (Opnieuw positioneren)	7b22 495 1718
3	Hulpas	7b22 495 1717
4	Tandwiel $m = 2$, $z = 19$	Nieuw
5	Tandwiel $m = 2$, $z = 76$	Nieuw
6	Tandwiel $m = 2$, $z = 18$	Nieuw
7	Tandwiel $m = 2$, $z = 72$	Nieuw

Figuur 4.12

Maltezer Kruis

- Hoekverdraaiingen, hoeksnelheden en hoekversnellingen
- Krachten en momenten.

Een samenvatting uit:

Geneva Mechanisms
"Design and Development"
2I-OI-1965
R.G.Fenton
Lecturer in mechanical engineering
University of South Wales
Sydney, Australia.

Inhoudsopgave

- I. Inleiding
2. Beschrijving geometrie, hoeksnelheid, hoekversnelling.
3. Moment aandrijvende as, speling
4. Moment aangedreven as
5. Krachtenspel
6. Symbolenlijst
7. Opmerking
8. Figuren en tabellen

I.I Het artikel presenteert een grafische methode voor het bepalen van maximum en minimum krachten en momenten op de verschillende delen van een Maltezer Kruis.

2.I Een Maltezer Kruis bestaat uit een drijvende arm en een wiel met n-sleuven (fig. I). Tussen de ingaande hoek u en de uitgaande hoek v bestaat de volgende betrekking:

$$\sin v = \frac{r \cdot \sin u}{a \cdot A} \quad (2)$$

waarbij A een zgn. armquotiënt is, in de vorm van:

$$A = \frac{\rho}{a} \quad (I)$$

De waarden van A, bij verschillende hoeken van u, staan in fig. 2.

2.2 Om de hoeksnelheid en de hoekversnelling van het wiel te bepalen, zijn de volgende vergelijkingen beschikbaar:

$$W_w = B \cdot W_d \quad (3)$$

$$E_w = C \cdot W_d^2 \quad (4)$$

waarbij de grootheden B en C in resp. de figuren 3 en 4 zijn af te lezen. Ook is er een manier aangegeven om de snelheid van het rolletje te berekenen.

3.I Het aandrijvende moment is gelijk aan:

$$M_d = J \cdot W_d^2 \cdot (K+C) \cdot B \quad (7)$$

met

$$K = \frac{T}{J \cdot W_d^2} \quad (8)$$

J is hier het massa traagheidsmoment van het gehele mechanisme na het kruis. K is het zgn. momentsquotiënt; Beide betrokken op de wielas.

B en C kunnen weer uit de grafieken afgelezen worden.

3.2 Als op een gegeven moment $K+C < 0$, dan wordt het aandrijvende moment negatief en fungeert het aandrijvende wiel als rem. Bij elke tekenwisseling van het moment M_d , doorloopt het rolletje de speling in de sleuf; maar ook wordt dan speling doorlopen in andere delen van het mechanisme. Dit geeft ongewenste dynamische bewegingen in het gehele systeem.

3.3 Het hierboven omschreven verschijnsel vindt slechts plaats in het tweede gedeelte van de beweging van het wiel. De volgende gevallen kunnen zich dan voordoen:

1: $C_{max} < K$ Geen tekenwisseling in M_d .

2: $C_0 < K < C_{max}$ Twee tekenwisselingen in M_d .

3: $K < C_0$ Een tekenwisseling in M_d .

De plaats waar van teken gewisseld wordt is uI en kan gevonden worden in figuur 4, daar waar $K+C = 0$.

(Denk eraan dat C negatief is in de tweede helft van de beweging)

3.4 Voor een gegeven waarde van K kan men de plaats waar Md maximaal is, vinden in figuur 6. Met deze waarde van u en vergelijking 7 is het maximale moment zelf te berekenen.

3.5 Het minimum van het optredende moment Md kan gevonden worden in figuur 7. Er zijn hierbij weer 3 gevallen te onderscheiden.

De lijn K is constant heeft:

- 1: Geen snijpunten $u = u_0$ bij ingrijping, $M_{d,min.} = 0$.
- 2: Een snijpunt (u_1) $u = u_1$ $M_{d,min.}$ met vergl. 7
- 3: Twee snijpunten (u_1, u_2) Locale minima bij u_1, u_2 en u_0 .

4.1 Het moment in de aangedreven as is:

$$M_w = J \cdot W d^2 \cdot \left(K + \frac{J - J_w}{J} \cdot C \right) \quad (II)$$

waarbij J_w het massatraagheidsmoment van het wiel is. Als K constant is dan heeft M_w zijn minimum en maximum waarden, waar de grootte C dat heeft. De u's behorende bij deze extreme waarden van C, staan in tabel I.

5.1 Bij het optredende krachtenspel kunnen we de wrijvingskracht tussen rolletje en sleuf verwaarlozen. Het krachtenspel is getekend in figuur 8. De waarde van de krachten zijn:

$$F = \frac{J \cdot W d^2 \cdot (K+C)}{a \cdot A} \quad (I2)$$

$$F_d = \frac{J \cdot W d^2}{r} \cdot (K+C) \cdot B \quad (I3)$$

$$F_a = (F^2 - F_d^2)^{0.5} \quad (I4)$$

5.2 Het maximum van de kracht F kan bij constante K gevonden worden uit figuur 9. Voor $K = 0$ zijn de maximum contactkrachten opgenomen in tabel I.

6.I Lijst van gebruikte symbolen.

A	Armquotiënt	-
a	Hartafstand aandrijvende as - aangedreven as	m
B	Snelheidsquotiënt	-
C	Versnellingsquotiënt	-
F	Rolcontactkracht	N
Fa	Radiale kracht	N
Fd	Axiale kracht	N
J	Massatraagheidsmoment gehele mechanisme na het kruis betrokken op de wielas	kg.m ²
Jw	Massatraagheidsmoment wiel	kg.m ²
K	Momentsquotiënt	-
Md	Moment in aandrijvende as	Nm.
Mw	Moment in aangedreven as	Nm.
n	Aantal sleuven in het wiel	-
R	Straal rolletje	m
r	Straal arm	m
T	Belastende moment gehele mechanisme na het kruis betrokken op de wielas	Nm.
u	Ingaande hoek	°
uo	Ingaande hoek bij ingrijping	°
v	Uitgaande hoek	°
vo	Uitgaande hoek bij ingrijping	°
Ew	Hoekversnelling wiel	s ⁻²
rho	Variërende straal wiel	m-I
Wd	Hoeksnelheid arm	s ⁻¹
Ww	Hoeksnelheid wiel	s ⁻¹

7.I Opmerking

Op bladzijde I78 van het origineel staat een fout. Onder het kopje Nomenclature staat als eenheid bij J en Jw in.⁴ ; Dit moet zijn lb.in.².

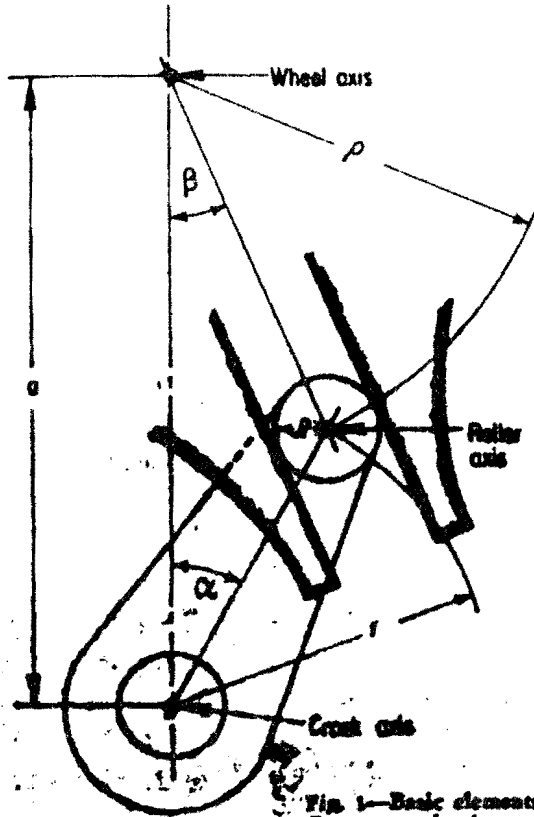


Fig. 1—Basic elements of Geneva mechanism.

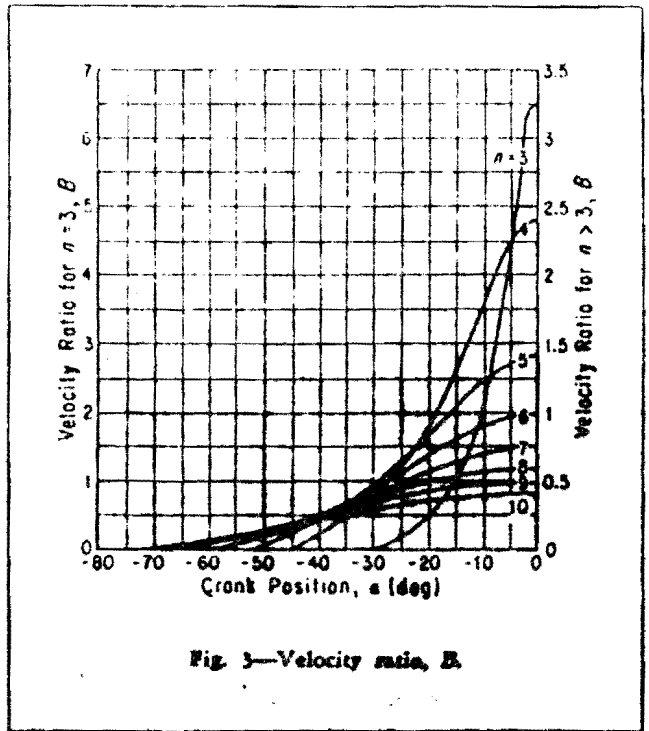


Fig. 3—Velocity ratio, B .

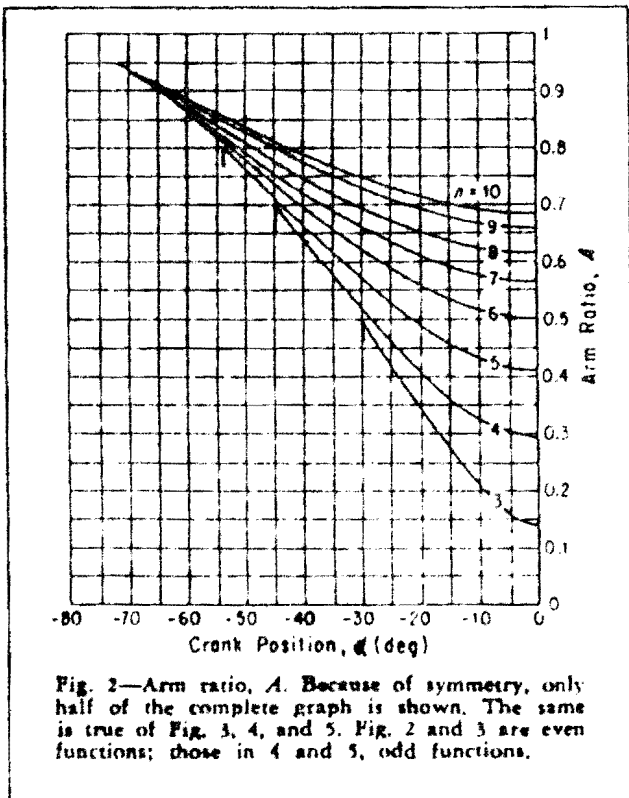


Fig. 2—Arm ratio, A . Because of symmetry, only half of the complete graph is shown. The same is true of Fig. 3, 4, and 5. Fig. 2 and 3 are even functions; those in 4 and 5, odd functions.

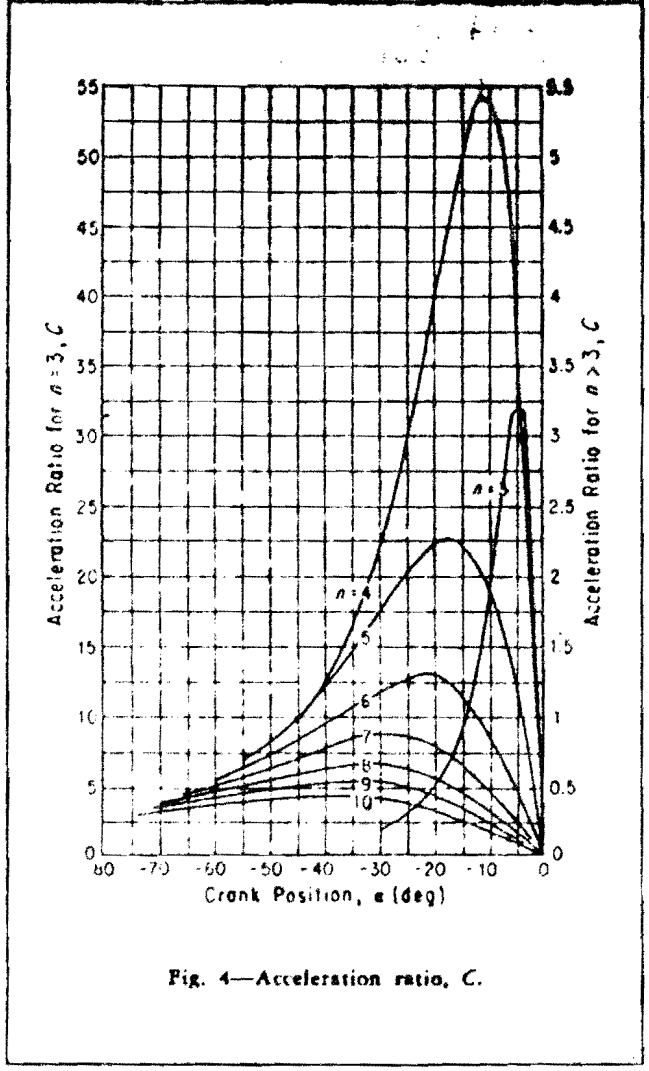


Fig. 4—Acceleration ratio, C .

Table 1—Factors for Analyzing Geneva Mechanism

n	α_0	β_0	D (ave) B (max)	α_0	C_0	α	C (max)	L	α	F (max)*
3	30°	60°	0.5 6.464	-30°	1.732	-4°46'	31.400	19.950	-4°07'	206.54
4	45°	45°	1 2.414	-45°	1.000	-11°24'	5.409	3.710	-9°57'	16.290
5	54°	36°	1.5 1.426	-54°	0.727	-17°34'	2.299	1.618	-15°16'	4.930
6	60°	30°	2 1.000	-60°	0.577	-22°54'	1.350	0.955	-19°57'	2.391
7	64°17'	25°43'	2.5 0.766	-64°17'	0.482	-27°33'	0.928	0.654	-24°08'	1.456
8	67°30'	22°30'	3 0.620	-67°30'	0.414	-31°38'	0.700	0.489	-27°46'	1.000
9	70°	20°	3.5 0.520	-70°	0.364	-35°18'	0.560	0.387	-31°03'	0.758
10	72°	18°	4 0.447	-72°	0.325	-38°30'	0.465	0.318	-34°01'	0.602

*If $K = 0$.

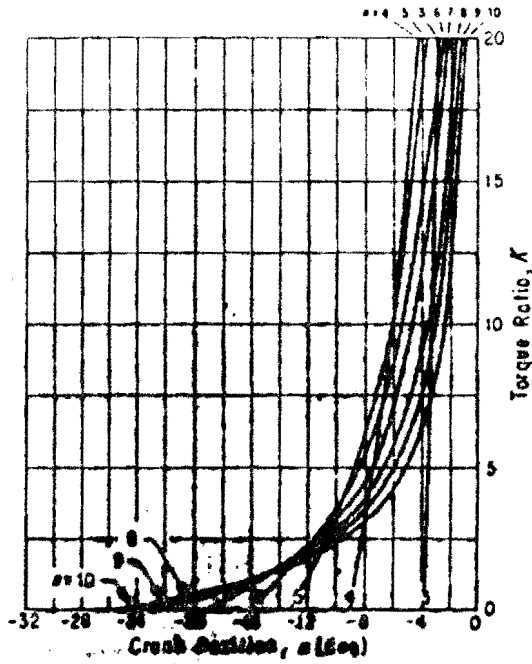


Fig. 6—Crank position α for maximum driving torque for given torque ratio K .

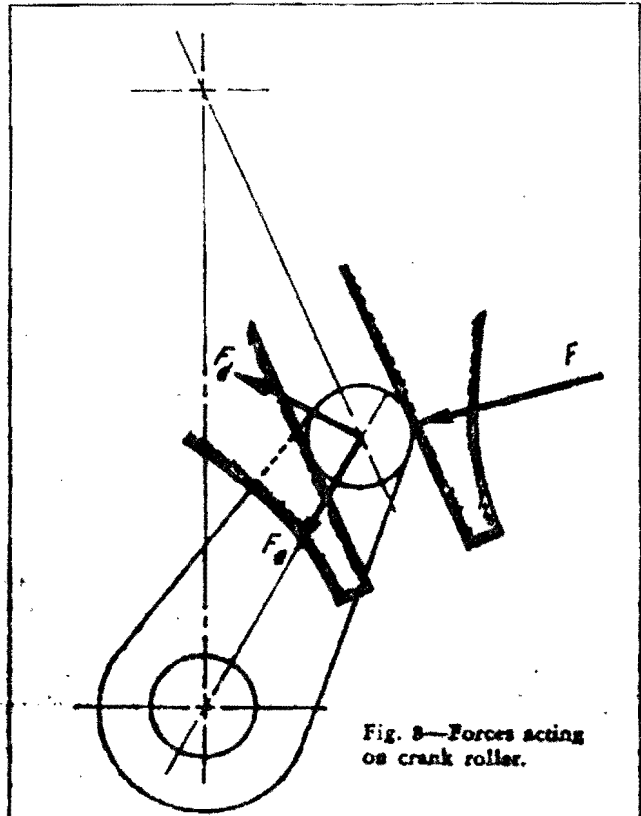


Fig. 8—Forces acting on crank roller.

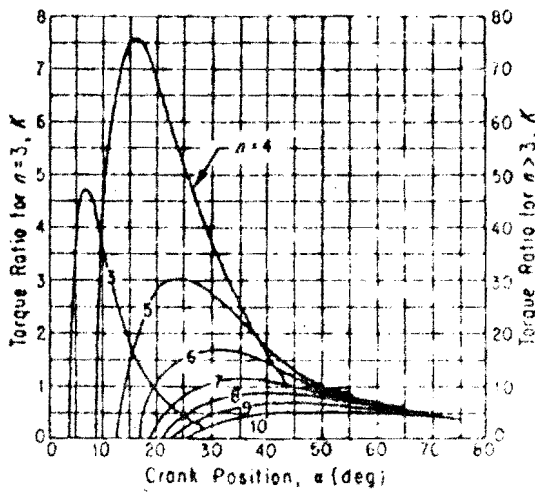


Fig. 7—Crank position for local maximum and minimum driving torques for given torque ratio K .

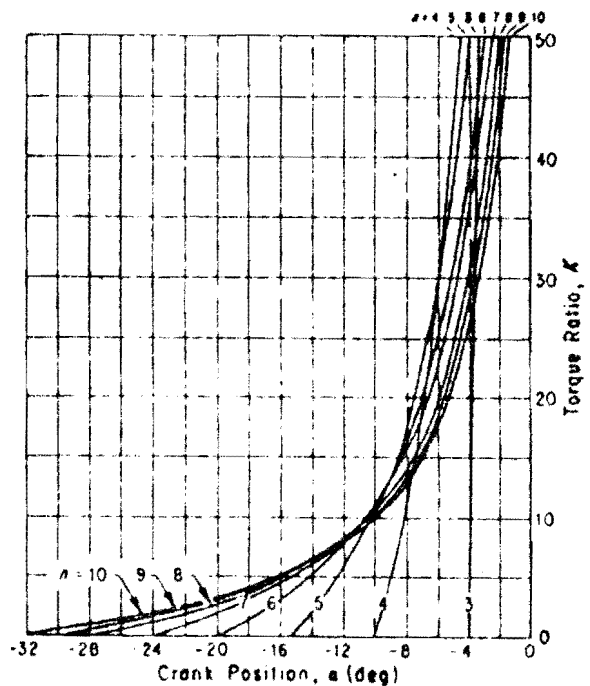


Fig. 9—Crank position corresponding to maximum roller contact forces for given torque ratio K .

Het benaderen van de opzetfunctie van een Malterzer Kruis door een negendegraadspolynoom.

1. Inleiding.
2. Negendegraadspolynoom.
3. Benadering.
4. Resultaat.
5. Conclusie.
6. Literatuurlijst.
7. Grafieken en formules.

De lezer kan het beste tijdens het bestuderen van de tekst, de grafieken naast de tekst leggen.

- 1.1. Het doel van dit onderzoek is na te gaan of een machine, die als opzetmechanisme een Maltezer Kruis heeft, dynamisch te analyseren is. Hiertoe gaan we proberen de opzetfunctie van het Maltezer Kruis (M.K.) te benaderen door een hefffunctie. Deze hefffunctie moet aan twee voorwaarden voldoen:
- 1: De relatie tussen de gereduceerde trillingstijd en de relatieve resttrilling,
 - 2: En de relatie tussen de reductiecoëfficiënt en de relatieve speling moeten bekend zijn.
- 1.2. De enigste hefffunctie die hieraan voldoet is de scheve sinus (S.S). Maar zoals in de bijgevoegde grafieken van hoekverdraaiing, hoeksnelheid en hoekversnelling (blz. 3, 4 en 5) te zien is, geeft de benadering van de opzetfunctie van het M.K. door de hefffunctie S.S. nogal wat onnauwkeurigheden. Vooral bij de hoeksversnelling, een belangrijke grootheid bij het berekenen van dynamische gedragingen, is de S.S. "mooier" dan het M.K.
- 2.1. Het is beter om te benaderen m.b.v. een negendegraadspolynoom (P9). Dit scala aan hefffuncties voldoet in feite ook aan de hierboven gestelde eisen, omdat de procentuele verandering van P9 t.o.v. de S.S. bekend is voor de 2 genoemde relaties. (Zie (I) blz. 19.17 t/m 19.19).
- 2.2. We zijn in staat een zeer nauwkeurige benadering te geven m.b.v. P9; maar, omdat we met de benadering dynamische berekeningen moeten uitvoeren, zijn we gebonden aan het gebruik van de coëfficiënten Bb en Bm. (zie (I) hoofdstuk 19 voor de betreffende theorie).
- 3.1. De coëfficiënten Bb en Bm zijn analytisch te berekenen. In het geval van een M.K. met 4 sleuven geldt: Bb naar oneindig

$$B_m = -118,5$$
 Met deze waarden is de negendegraadspolynoom bepaald. We stranden hier op het feit dat Bb naar oneindig gaat. We kunnen niet verder rekenen.
- 3.2. De getekende grafieken van de opzetfunctie van het M.K. bestaan uit theoretische krommen. Men heeft geen rekening gehouden met het feit dat de sleuven in het kruis van het M.K. met enige soepelheid ontworpen zijn. Door het uitbuigen van de lippen zal de sprong in de versnelling niet zo groot zijn of zelfs niet bestaan.
- 3.3. Op de bladzijden 3, 4 en 5 zijn van het M.K., de S.S. en een P9, de hoekverdraaiing, hoeksnelheid en hoekversnelling getekend. De formules die ten grondslag liggen aan de grafieken staan op bladzijde 6.

- 4.1. Met een waarde van 180 voor Bb krijgen we in het begin en in het midden van de opzet een versnellingsverloop van P9, die het praktische versnellingsverloop van het M.K. aardig benaderd. De bij P9 te constateren slingering in het versnellingsverloop nemen we dan maar op de koop toe; omdat het verloop van de versnelling in het begin en in het midden van de opzet prefereert met het oog op de toepassing.
- 4.2. Met deze gevonden negendegraadspolynoom kunnen we niet meer dan de procentuele verandering t.o.v. de S.S. schatten m.b.t. de relatieve resttrilling en de reductiecoëfficiënt, omdat onze P9 buiten het gebied van veel gebruikte negendegraadspolynomen valt.
- 4.3. Een andere manier van benaderen, nl. zonder de betekenis van Bb en Bm te respecteren, geeft voor de verplaatsing een beter resultaat. (Zie bladzijde 7). Gezien de toepassing van het resultaat is dit feit niet belangrijk en wordt daarom niet verder uitgewerkt.

5.1. Conclusie.

Het benaderen van de opzetfunctie van een Maltezer Kruis door een negendegraadspolynoom, zò dat het resultaat bruikbaar is als basis waarop men dynamische berekeningen kan uitvoeren, is met de ons nu beschikbaarstaande theorie onmogelijk.

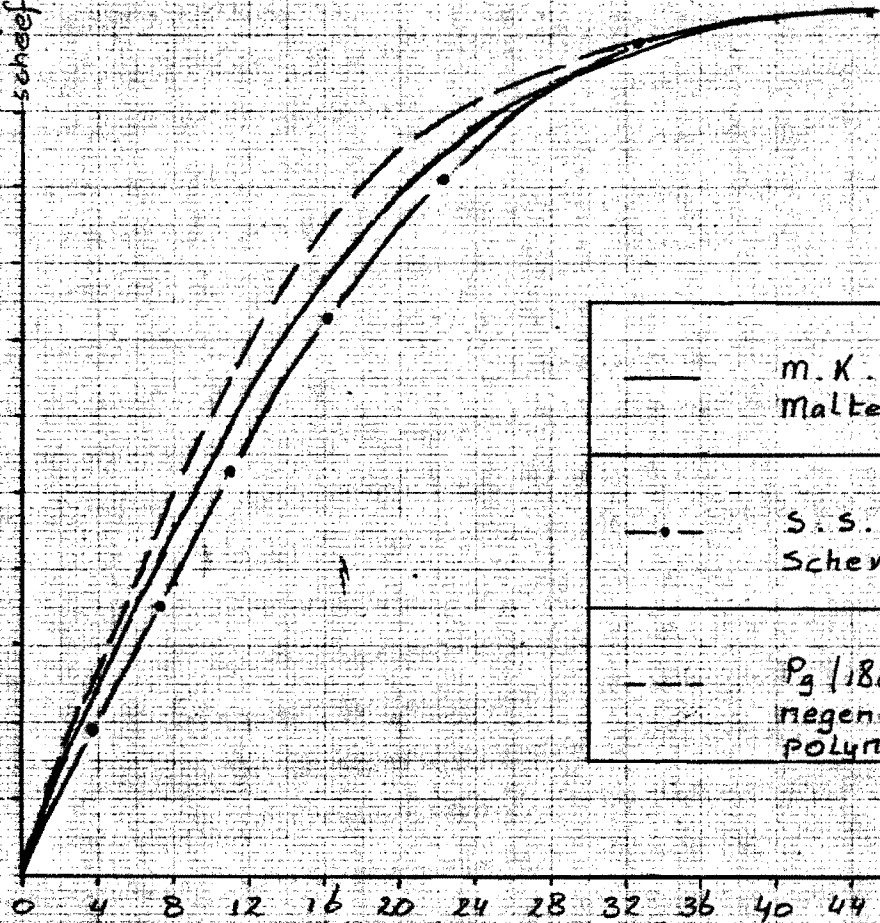
- 6.1. (1) Prof. ir. W. van der Hoek: Het voorspellen van dynamisch gedrag en positioneringsnauwkeurigheid van constructies en mechanismen.
- (2) C.F.T. informeel rapport.

P.S. Via de Heer Bijloo van het C.F.T. in Eindhoven is het mogelijk elke willekeurige P9 te laten doorrekenen op de computer van het C.F.T. Als resultaat krijg je alle kinematica van de P9 en de voor dit onderzoek benodigde resultaten.

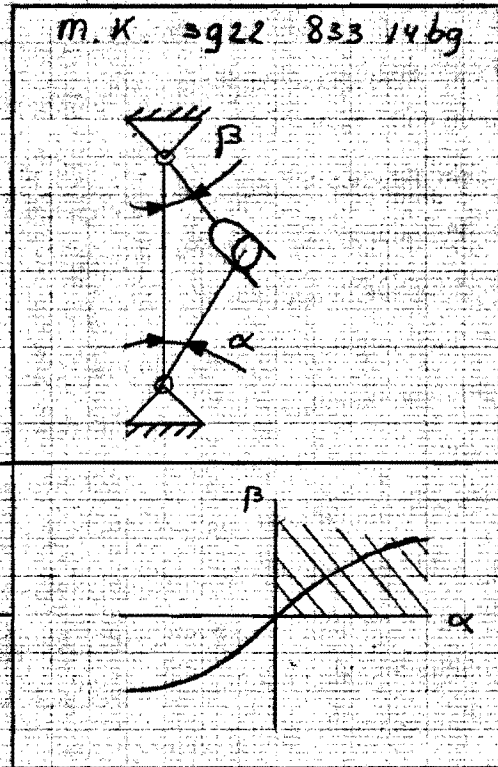
Verplaatsingsverloop Maltezer Kruis

α in $^\circ$	β in $^\circ$		
	M.K.	S.S.	P_3
0	0,0	0,0	0,0
4	9,5	8,0	10,4
8	18,2	15,6	19,9
12	25,5	22,6	27,9
16	31,3	28,9	33,9
20	35,8	34,1	37,9
24	39,1	38,2	40,4
28	41,5	41,3	42,0
32	43,1	43,3	43,1
36	44,2	44,4	44,0
40	44,8	44,9	44,7
45	45,0	45,0	45,0

hoekverdraaiing
 β in $^\circ$
scheefsymmetrie-as



————— m.k. =
 Maltezer Kruis
 - - - - - • - - - - - S.S. =
 Scheve sinus
 - - - - - $P_3(180, -118,5) =$
 megendegraads
 polynoom



α ingoande as Maltezer Kruis
 β uitgaande as Maltezer Kruis

hoekverdraaiing
 α in $^\circ$

Snelheidsverloop Maltezer Kruis

α in $^\circ$	β M.K.	in rad/s	
		S.S.	Pg
0	42,1	34,9	46,1
4	40,2	34,2	44,1
8	35,1	32,2	38,5
12	28,7	29,1	30,5
16	22,3	25,1	21,8
20	16,8	20,5	14,0
24	12,2	15,6	8,4
28	8,6	10,9	5,4
32	5,8	6,7	4,4
36	3,5	3,3	3,8
40	1,7	1,1	2,2
45	0,0	0,0	0,0

hoeksnellheid
 β in rad/s

symmetrie-as

50
40
30
20
10

0 4 8 12 16 20 24 28 32 36 40 44

————— M.K. = Maltezer Kruis
 - - - - - S.S. = Scheve sinus
 - - - - - $P_9(180, -118,5) =$ Negende graads polynoom

m.k. 3922 833 146g

Bij 20000 producten

α ingaande hoek Maltezer Kruis
 β uitgaande hoek Maltezer Kruis

hoekverdraaiing
 α in $^\circ$

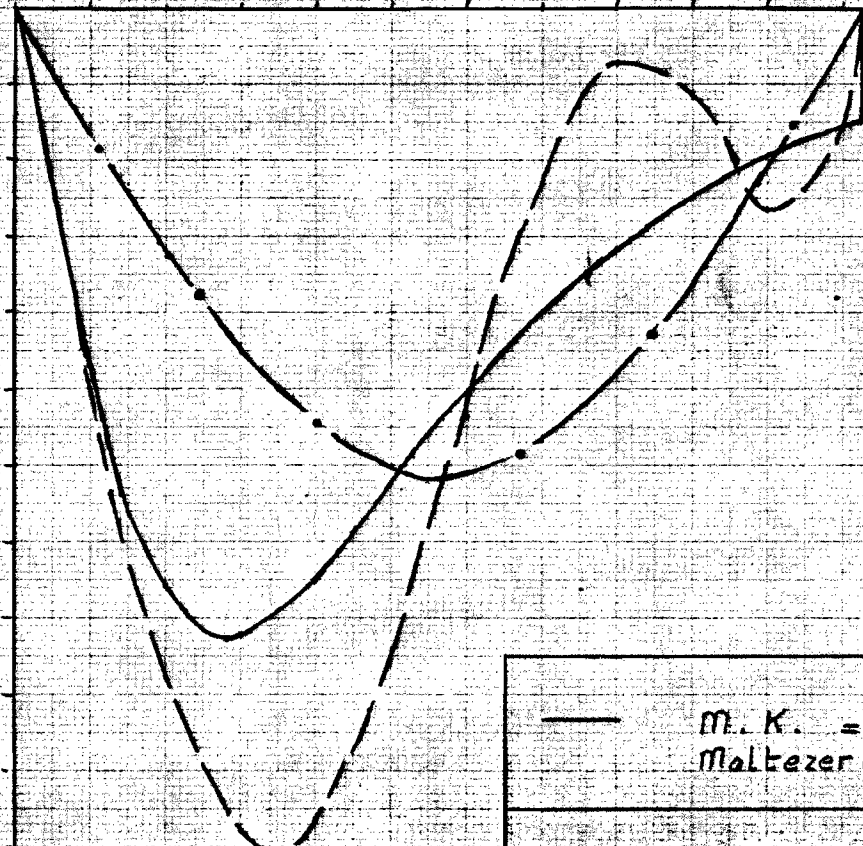
Versnellingsverloop Maltezer Kruis.

α in $^\circ$	$-\ddot{\beta}$ in rad/s^2		
	M.K.	S.S.	P.g.
0	0	0	0
4	943	336	984
8	1512	646	1758
12	1644	905	2162
16	1502	1095	2128
20	1258	1200	1708
24	1012	1212	1068
28	800	1130	460
32	631	960	135
36	500	716	223
40	399	417	535
44			310
45	305	0	0

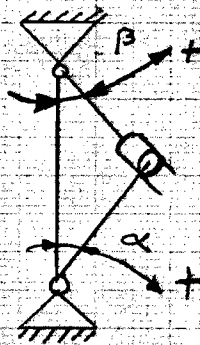
hoekversnelling
 $\ddot{\beta}$ in rad/s^2

0 4 8 12 16 20 24 28 32 36 40 44

hoekverdraaiing
 α in $^\circ$



M.K. 3922 833 1469



—	M.K. = Maltezer Kruis	
- - -	S.S. = Scheve sinus	
· · ·	$P_9(180, -118,5) =$ Getekond is de situatie negendegraads bij 20.000 producten polynoom	

α ingaande as Maltezer Kruis
 β uitgaande as Maltezer Kruis

Maltezer Kruis :

$$\beta = \arctan \left(\frac{\sin \alpha}{\sqrt{2} - \cos \alpha} \right)$$

$$\dot{\beta} = \frac{\sqrt{2} \cdot \cos \alpha - 1}{3 - 2\sqrt{2} \cdot \cos \alpha} \cdot \dot{\alpha}$$

$$\ddot{\beta} = \frac{-\sqrt{2} \cdot \sin \alpha}{(3 - 2\sqrt{2} \cdot \cos \alpha)^2} \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (2)$$

$$10.000 \text{ omw. / uur} \hat{=} \dot{\alpha}$$

$$\dot{\alpha} = 17,45 \text{ rad/s}$$

Scheve sinus :

$$h = h_m \left(\frac{t}{t_m} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin \left(2\pi \frac{t}{t_m} \right) \right)$$

$$h_m = 90^\circ = \frac{\pi}{2} \text{ dan}$$

$$v = \frac{h_m}{t_m} \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{t}{t_m} \right) \right)$$

$$t_m = 0,09 \text{ s} \hat{=}$$

$$\alpha_m = 90^\circ$$

$$a = 2\pi \frac{h_m}{t_m^2} \cdot \sin \left(2\pi \frac{t}{t_m} \right)$$

Legende graadspolynoom :

$$h = h_m \left\{ R_c \cdot \max \cdot T + PT^3 + QT^5 + RT^7 + ST^9 \right\}$$

$$\dot{h} = \frac{h_m}{t_m} \left\{ R_c \cdot \max + 3PT^2 + 5QT^4 + 7RT^6 + 9ST^8 \right\}$$

$$\ddot{h} = \frac{h_m}{t_m^2} \left\{ 6PT + 20QT^3 + 42RT^5 + 72ST^7 \right\}$$

$$R_c \cdot \max = (-B_b - 8B_m + 126a) / 768$$

$$P = B_m / 6$$

$$Q = (B_b - 8B_m - 252) / 8$$

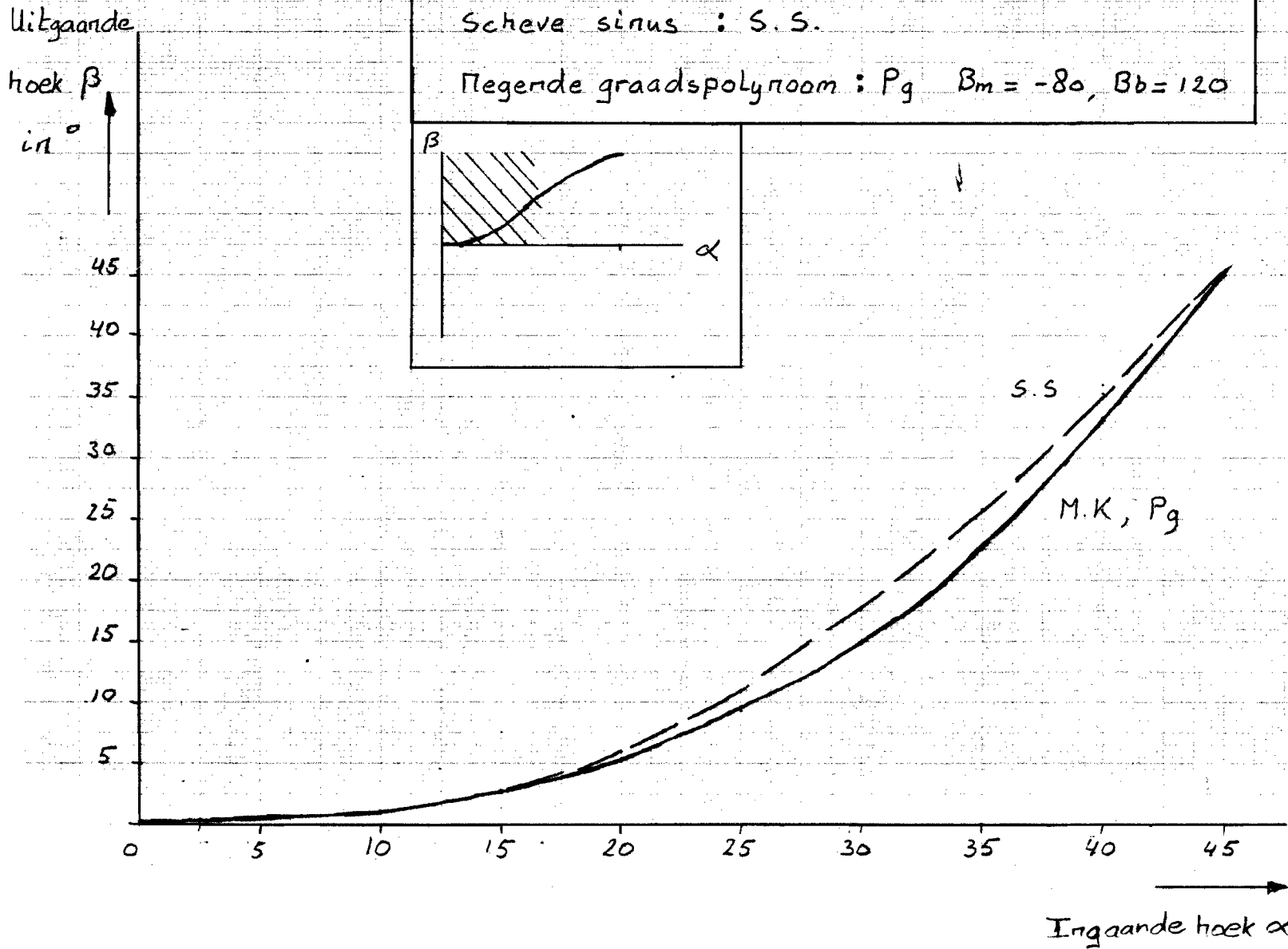
$$R = (-2B_b + 8B_m + 360) / 3$$

$$S = (3B_b - 8B_m - 420) / 3$$

$$h_m = 90^\circ = \frac{\pi}{2}, \quad t_m = 0,09 \text{ s} \hat{=} \alpha_m = 90^\circ$$

$$B_b = 180, \quad B_m = -118,5$$

Heffuncties
 Maltezer Kruis : M.K.
 Scheve sinus : S.S.
 Pegende graadspolynoom : P_g $B_m = -80, B_b = 120$



α	MK	P_g	SS
0	0	0	0
5	0,23	0,20	0,10
10	1,05	1,07	0,79
15	2,62	2,64	2,60
20	5,23	5,15	5,89
25	9,21	9,11	10,89
30	14,99	15,11	17,60
35	22,97	23,38	25,79
40	33,22	33,61	35,10
45	45	45	45

1. INLEIDING

Zoals bekend wijkt de werkelijke beweging van een mechanisme af van de voorgeschreven beweging; zie de literatuur. Deze afwijking betekent plaatsnauwkeurigheid aan het eind van de beweging en extra versnellingskrachten. Hoe groot deze beide zijn hangt af van de kwaliteit van de constructie in dynamisch opzicht. Deze kwaliteit wordt bepaald door de speling, de massa en de stijfheid van het mechanisme en zijn aandrijving.

Om de dynamische kwaliteit van een mechanisme uit te drukken wordt gebruik gemaakt van de getallen:

- r_c voor de speling,
- r voor het mechanisme,
- F_a voor de aandrijving.

Men wordt geadviseerd zo mogelijk spelingsloos en verder licht en stijf te construeren (constructievoorbeelden: [1] 2^e deel van "Des Duivels Prentenboek").

De voorspel-procedure, zie de volgende bladen, wil een richtlijn zijn voor het dimensioneren van mechanismen, welke in elk geval de gewenste plaatsnauwkeurigheid bij de gewenste snelheid behalen. Verder wordt, indien nodig, gecontroleerd of de nokschijf de gewenste levensduur bereikt bij de optredende dynamische krachten. Vooral als er speling is, moet hierop worden gelet.

Men treft in deze procedure 4 takken aan:

- a. mechanismen die geen speling doorlopen;
- b. mechanismen die (midden)speling doorlopen, zoals die met omzetschijven;
- c. mechanismen met een aanslag aan het einde van de slag;
- d. mechanismen die aan het begin van de slag van een aanslag worden getild.

Aanslagen dient men echter te allen tijde te vermijden; de takken c. en d. dienen slechts om aan te tonen hoe nadelig aanslagen zijn m.b.t. plaatsnauwkeurigheden en botskrachten.

Verder zijn er twee belangrijke verschillen met de vorige uitgave van deze voorspelprocedure.

Ten eerste zijn, naast het al in gebruik zijnde begrip verhouding tussen verplaatsing en verplaatsing, ingevoerd de begrippen overbrengingsverhouding als verhouding tussen verplaatsing en hoekverdraaiing [m/rad] en als verhouding tussen hoekverdraaiing en verplaatsing [rad/m]. Deze hebben als voordeel dat translaterende en roterende delen in het dynamische model gemakkelijk kunnen worden gekoppeld.

Ten tweede is een uitbreiding gegeven in het berekenen van het aandrijfkoppel en het -vermogen. Hiermee kan men de belasting van de overbrenging controleren; dit is vooral noodzakelijk als speling wordt doorlopen. Verder beschikt men hierdoor over een richtlijn voor het verrichten van de juiste motorkeuze.

Indien men in de ontwerpfase een zeer gedetailleerd beeld van het te verwachten dynamisch gedrag wenst, of het gedrag van een betrouwbare machine wil analyseren, is digitale simulatie mogelijk [3]. Hiertoe en voor elk soort advies op het gebied van het dynamisch gedrag van machines en het construeren met het oog daarop, neme men contact op met de CFT-groep "Mechanica en Constructie", tel. 34408, 33176, 33718.

LITERATUUR

- [1] Het voorspellen van dynamisch gedrag en positioneringsnauwkeurigheid van constructies en mechanismen.
Prof. Ir. W. v.d. Hoek; verkrijgbaar bij Bureau BM-Kern, gebouw TAM, telefoon 83700.
- [2] Het voorspellen van het dynamische gedrag van mechanismen.
M.P. Koster, Cursusdirectaat Interne Technische Opleidingen (ITO).
- [3] Vibrations of Cam Mechanisms.
M.P. Koster, Philips Technical Library Macmillan, Basingstoke 1974.
- [4] Hertzse vlaktedruk en levensduur voor oppervlaktevermoeiing bij stalen contraforme contacten (2).
H.J. Verbeek, CFT-notitie 015/83.
- [5] Het voorspellen van het dynamisch gedrag van mechanismen
M.P. Koster; BM-Contactblad, jaargang 29 (1980) nr. 4.
Dit is een toelichting op dit blad (MFV 3-2283-15).

ATTENTIE

Voor de bepaling van de toelaatbare dynamische belasting op nokschijven wordt gebruik gemaakt van de berekeningsmethode volgens [4].

Opgemerkt wordt dat in deze geprogrammeerde instructie wordt uitgegaan van tonvormige nokrollen.

2. GEPROGRAMMEERDE INSTRUCTIE

1 Bepaal de afstand van het draaipunt tot de plaats waar de positioneringsnauwkeurigheid wordt bepaald: $r_0 = \dots$ [m]; (zie fig. 1 en 2).
Stel de toelaatbare product-plaatsonnauwkeurigheid \hat{u} ter plaatse van r_0 vast: $\hat{u} = \dots$ [m].

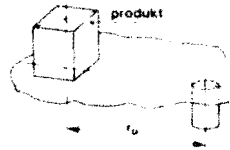


Fig. 1

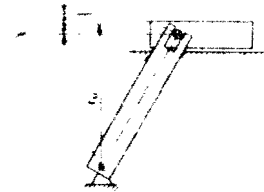


Fig. 2

2 Bepaal de overbrengingsverhouding.
Overbrengingsverhoudingen worden gedefinieerd als $i = \frac{\text{uitgaande beweging}}{\text{ingaaende beweging}}$. Zie „Attentie“ op pag. 3.
Voorbeelden: zie pagina 12, 13 en 14.
Let op de dimensie van i ; er zijn n.l. 3 mogelijkheden: [m/rad], [rad/m], [1] (dimensieloos).
Bij voorbeeld 3.4 (pagina 12):
Is ϕ_1 de ingaande en x_2 de uitgaande beweging, dan is $i = x_2/\phi_1$ [m/rad].
Is x_2 de ingaande en ϕ_1 de uitgaande beweging, dan is $i = \phi_1/x_2$ [rad/m].
Bij voorbeeld 3.5 (pagina 12):
Als de beweging bij x_1 binnenkomt en bij x_2 uitgaat, dan is $i = x_2/x_1$ [1].
Als de beweging bij x_2 binnenkomt en bij x_1 uitgaat, dan is $i = x_1/x_2$ [1].
Hierbij is i dimensieloos [m/m].

3 Stel het dynamisch model samen. Voorbeeld: fig. 4a.
Begin t.p.v. r_0 waar men de plaatsnauwkeurigheid wil kennen (zie 1) en bouw het model op in de richting van de aandrijving. Gebruik de elementen volgens 3.01 t.m. 3.04 en de machineonderdelen volgens 3.1 t.m. 3.12 (pag. 11, 12, 13, 14).
Verbind steeds de uitgang van het ene onderdeel met de ingang van het andere. Let op de definitie van overbrengingsverhouding (zie 2). Het gestel wordt zeer stijf t.o.v. het mechanisme verondersteld. Massatraagheidsmomenten tussen de motor en de nokschijf behoeven als regel niet te worden berekend.

4 Verwijder overbrengingsverhoudingen (i) door massa's (m), massatraagheidsmomenten (J) en stijfheden (c, k) tussen een overbrengingsverhouding en de ingang (aan motorzijde) te delen door i^2 . Spelingen (s, ϵ) worden met i vermenigvuldigd. Let op de dimensies en symbolen:

m [kg]	$= J' \text{ [kg.m}^2\text{]}$	$c \begin{bmatrix} \text{N} \\ \text{m} \end{bmatrix}$	$= k' \begin{bmatrix} \text{N.m} \\ \text{rad} \end{bmatrix}$
$i^2 \left[\left(\frac{\text{rad}}{\text{m}} \right)^2 \right]$		$i^2 \left[\left(\frac{\text{rad}}{\text{m}} \right)^2 \right]$	
J [kg.m ²]	$= m' \text{ [kg]}$	$\epsilon \text{ [rad]} \cdot i \begin{bmatrix} \text{m} \\ \text{rad} \end{bmatrix}$	$= s' \text{ [m]}$
$i^2 \left[\left(\frac{\text{m}}{\text{rad}} \right)^2 \right]$		$s \text{ [m]} \cdot i \begin{bmatrix} \text{rad} \\ \text{m} \end{bmatrix}$	$= \epsilon' \text{ [rad]}$
$k \begin{bmatrix} \text{N.m} \\ \text{rad} \end{bmatrix}$	$= c' \begin{bmatrix} \text{N} \\ \text{m} \end{bmatrix}$		
$i^2 \left[\left(\frac{\text{m}}{\text{rad}} \right)^2 \right]$			

De variabele overbrengingsverhouding $i = i_{\text{nok}}$ [m/rad], gevormd door de helling van de nok, blijft staan.
Voorbeeld: fig. 4a gaat over in fig. 4b.

5 Bepaling van de eigentrillingstijd $T_e = 2\pi \sqrt{m/c_c}$ [s] van het mechanisme in de ruststand.
In ruststand is $i_{\text{nok}} = 0$, zodat alleen het deel tussen de nok en de uitgang van belang is.

Bepaal de totale stijfheid (c_c) van dit deel uit fig. 5:
 $1/c_c = 1/c_1 + \dots + 1/c_n \left[\frac{\text{m}}{\text{N}} \right]$

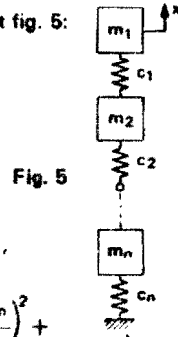


Fig. 5

Als in fig. 5 geldt dat $m_2 + \dots + m_n \leq 3 m_1$, dan wordt de equivalente massa bepaald:

$$m_{\text{eq}} = m_1 + m_2 \left(\frac{1/c_2 + 1/c_3 + \dots + 1/c_n}{1/c_c} \right)^2 + m_3 \left(\frac{1/c_3 + \dots + 1/c_n}{1/c_c} \right)^2 + \dots + m_n \left(\frac{1/c_n}{1/c_c} \right)^2 \text{ [kg]}$$

$m_{\text{tot}} = m_1 + m_2 + \dots + m_{n-1}$ [kg] (excl. massa nok)
Deze berekening geldt als $m_{\text{eq}} \leq 1,25 m_1$.

Bepaal nu de eigen trillingstijd $T_e = 2\pi \sqrt{\frac{m_{\text{eq}}}{c_c}}$ [s]

Voorbeeld van fig. 4b:
 $1/c_c = 1/c_2 + 1/c_3 + 1/c_4 + 1/c_4 + 1/c_5 + 1/c_6 + 1/c_{8z} \left[\frac{\text{m}}{\text{N}} \right]$

$$m_{\text{eq}} = m_1 + m_2 + m'_3 \left(\frac{1/c_4 + 1/c_4 + 1/c_5 + 1/c_6 + 1/c_{8z}}{1/c_c} \right)^2 + m'_4 \left(\frac{1/c_4 + 1/c_5 + 1/c_6 + 1/c_{8z}}{1/c_c} \right)^2 + m'_5 \left(\frac{1/c_5 + 1/c_6 + 1/c_{8z}}{1/c_c} \right)^2 + (m_6 + m_{7z}) \left(\frac{1/c_{8z}}{1/c_c} \right)^2 \text{ [kg]}$$

6 Bepaal de totale overbrengingsverhouding van het mechanisme vanaf de uitgang tot aan de nokschijf, (zie fig. 6):
 $i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n$

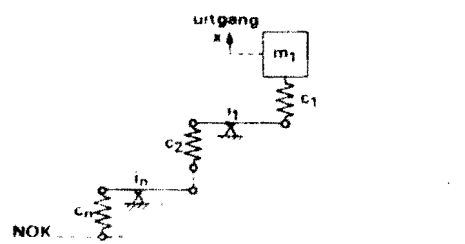


Fig. 6

naar pag. 4

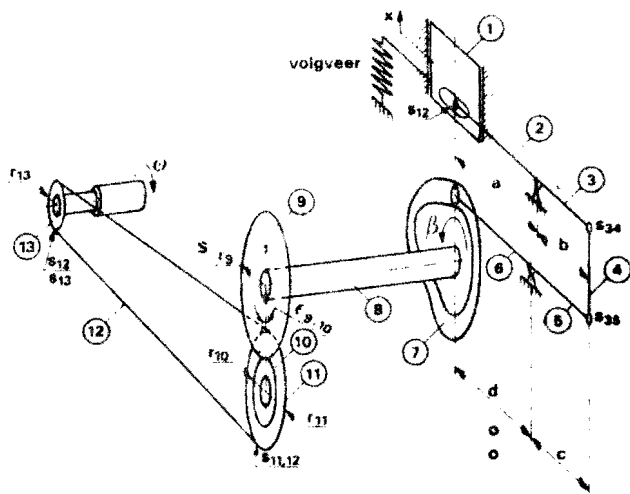


Fig. 4

Attentie

In dit blad is i gedefinieerd

als : uitgaande beweging
als : ingaaende beweging

In de aandrijftechniek
(tandwielkasten, kettingen e.d.)

is dit precies andersom, dus
daar is i : ingaaende beweging
daar is i : uitgaande beweging

Dit kan een aanleiding zijn
tot fouten.

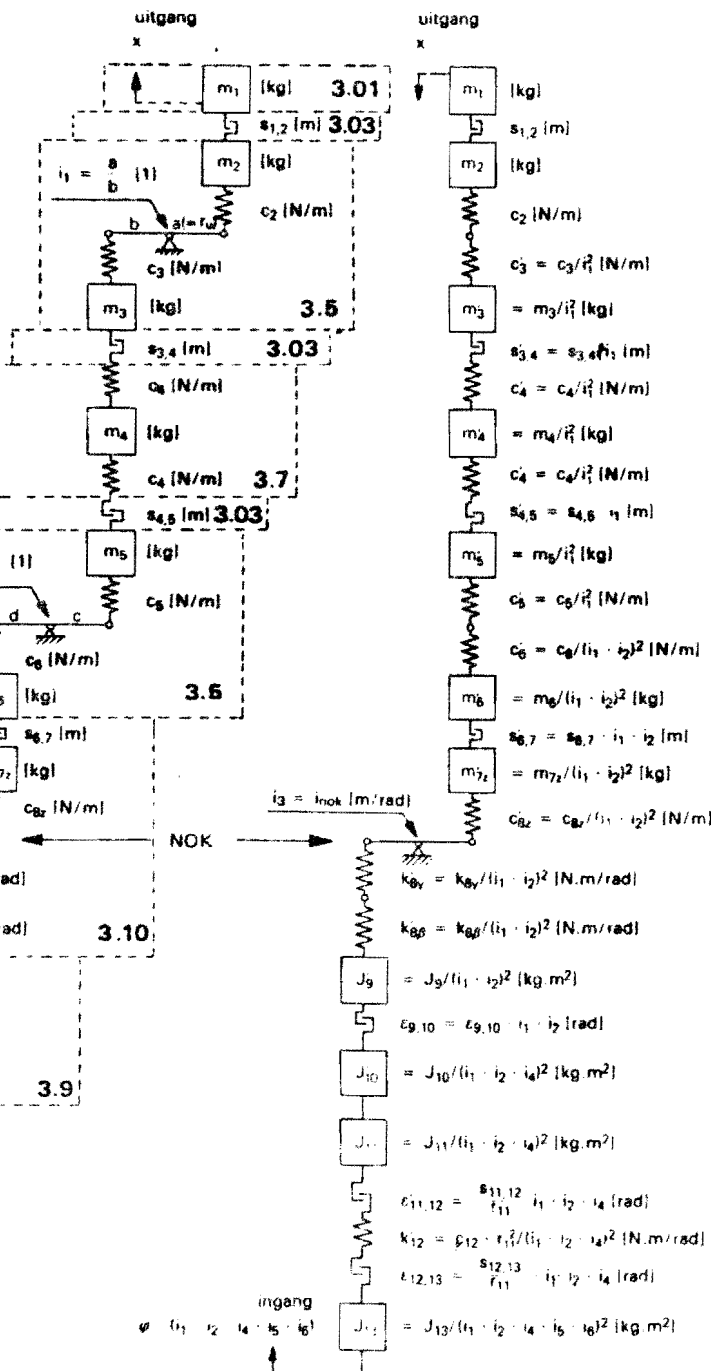


Fig. 4a

Dynamisch model

Fig. 4b

Gereduceerd dynamisch model

All rights strictly reserved. Reproduction or use in
 third parties in any form whatsoever is not permitted
 without written authority from the proprietor.
 Alle rechten uitsluitend voorbehouden. Vermenging
 of openbaarmaking aan anderen, in welke vorm ook
 is zonder schriftelijke toestemming van de uitgever
 niet toegestaan.

7 Bepaal de nominale slag aan de uitgang, (zie fig. 7 en 8):

$$h_m = i \cdot h_m \text{ [m]}$$

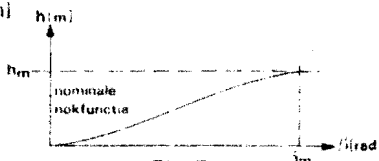


Fig. 7

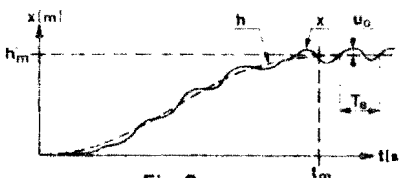


Fig. 8

8 Bepaal de opzettijd, (zie fig. 8): $t_m = \frac{\beta_m}{\omega}$ [s]

$$\omega = \text{hoeksnelheid nok} = \pi \cdot \frac{\text{aantal omw. per h.}}{1800} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

9 Bepaal $\tau = \frac{T_0}{t_m}$ [1]

T_0 uit 5
 t_m uit 8

10 Bepaling van de stijfheidsfactor voor de aandrijving, F_a .

De stijfheden tussen de motor en de nok bepalen de torsie-stijfheid van de totale aandrijving, k [N.m/rad].

$$\text{Bepaal } \frac{1}{k'} = \frac{1}{k_v} + \frac{1}{k_\beta} + \frac{1}{k_1} + \dots + \frac{1}{k_n} \left[\frac{\text{rad}}{\text{N.m}} \right] \text{ (zie fig. 9)}$$

$$\text{Bepaal } F_a = \frac{c_c}{k'} \cdot \left(\frac{h_m}{\beta_m} \right)^2 \text{ [N]}$$

c_c uit 5
 h_m [m]
 β_m [rad]

Voorbeeld van fig. 4b:

zijn gegeven, zie fig. 7

$$\frac{1}{k'} = \frac{1}{k_{\beta v}} + \frac{1}{k_{\beta r}} + \frac{1}{k_{12}} \left[\frac{\text{rad}}{\text{N.m}} \right]$$

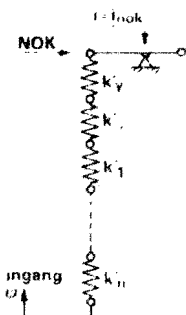


Fig. 9

11 Bepaal de relatieve plaatsonnauwkeurigheid U_0 bij de gevonden τ en F_a uit fig. 10.

τ uit 9
 F_a uit 10

12 Bepaal de plaatsonnauwkeurigheid voor het mechanisme zonder het effect van speling, (zie fig. 8):

$$u_0 = U_0 \cdot h_m \text{ [m]}$$

h_m uit 7
 U_0 uit 11

13 $u_0 \geq \bar{u}$ (uit 1)?

NEE

JA

Streef naar
lichter, stijver,
grotere opzettijd,
zie lit. [1]

GA NAAR 2

14 Bepaal de maximum-nominale scheve sinus-oversnelling aan de uitgang:

$$h_{\text{max}} = \frac{2\pi h_m}{t_m^2} \text{ [m/s}^2\text{]}$$

h_m uit 7
 t_m uit 8

15 h_{max} toelaatbaar?

JA

NEE

Streef naar
kleinere slag,
grotere opzettijd

GA NAAR 2

16 Bepaal de gevolgen van speling.
Is het mechanisme zodanig veerbelast dat nergens speling wordt doortopen, zoals in fig. 4?

JA

NEE

Dan wordt de
speling halverwege
de opzet doorlopen!

GA NAAR 18

naar pag. 6

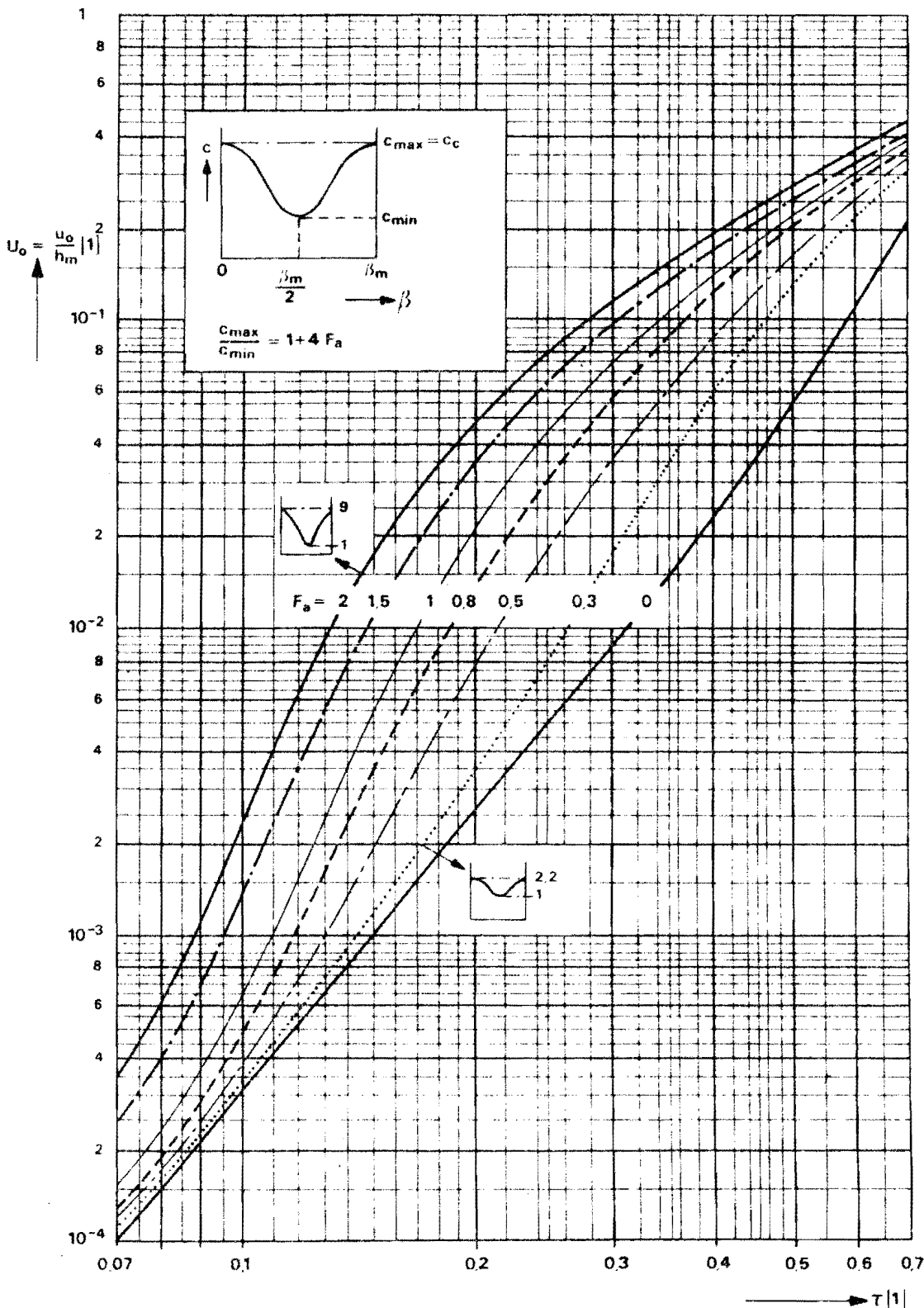
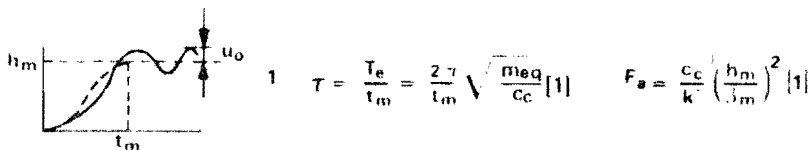


Fig. 10

All rights reserved. Reproduction in whole or in part is not permitted without written authority from the publisher.

17 Heeft het mechanisme een aanslag, zoals in fig. 11?

NEE

GA NAAR 24

JA

Speling s'_a [m] (fig. 11), gemeten aan de uitgang
 $s = s'_a$ [m]

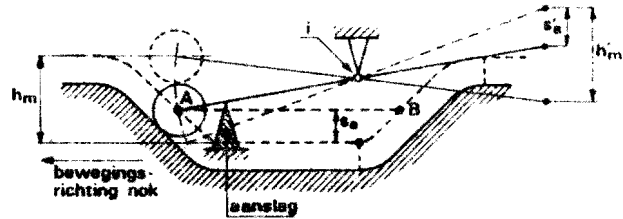


Fig. 11

18 s_u : totale speling van het mechanisme in de ruststand, gemeten aan de uitgang.
Bepaal $s_u = s'_1 + \dots + s'_n$ [m] (zie fig. 12) uit het gereduceerd dynamisch model.
 ϵ : totale speling in de aandrijving (fig. 12).
Bepaal $\epsilon = \epsilon'_1 + \dots + \epsilon'_n$ [rad] uit het gereduceerd dynamisch model.
Voorbeeld van fig. 4b: $s_u = s'_{1,2} + s'_{3,4} + s'_{4,5} + s'_{6,7}$ [m]
 $\epsilon = \epsilon_{9,10} + \epsilon_{11,12} + \epsilon_{12,13}$ [rad]
De totale speling aan de uitgang gemeten (fig. 12)
 $s = s_u + \epsilon \cdot i_{nok}$, hangt af van i_{nok} , dus varieert met de nokstand.
Maximum-speling ontstaat halverwege de opzet, want dan is i_{nok} maximaal; in deze nokstand wordt de speling doorlopen.
 $i_{nok} = \frac{2 h_m}{\beta_m}$ [m/rad] in het geval van de scheve-sinus.
Bepaal $s_{max} = s_u + \epsilon \cdot 2 h_m / \beta_m$ [m].

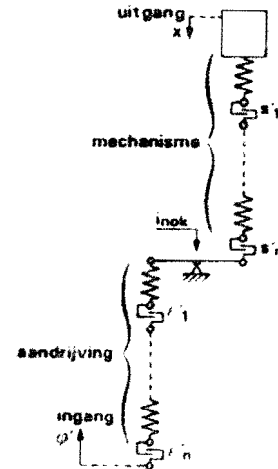


Fig. 12

19 b Bepaal de relatieve speling (S)
 $S = \frac{s_{max}}{h_m}$ s_{max} uit 18
 h_m uit 7
Bepaal r_c uit fig. 13

19 c Bepaal de relatieve speling (S)
 $S = \frac{s'_a}{h_m}$ s'_a uit 17
 h_m uit 7
Bepaal r_c uit fig. 13

20 b Bepaal de botssnelheid (v_b)
 $v_b = \frac{r_c \cdot h_m}{t_m}$ [m/s] r_c uit 19
 h_m uit 7
 t_m uit 8

20 c Bepaal de botssnelheid (v_b)
 $v_b = \frac{r_c \cdot h_m}{t_m}$ [m/s] r_c uit 19
 h_m uit 7
 t_m uit 8

Komt het mechanisme neer op aanslag volgens fig. 11 bij A?

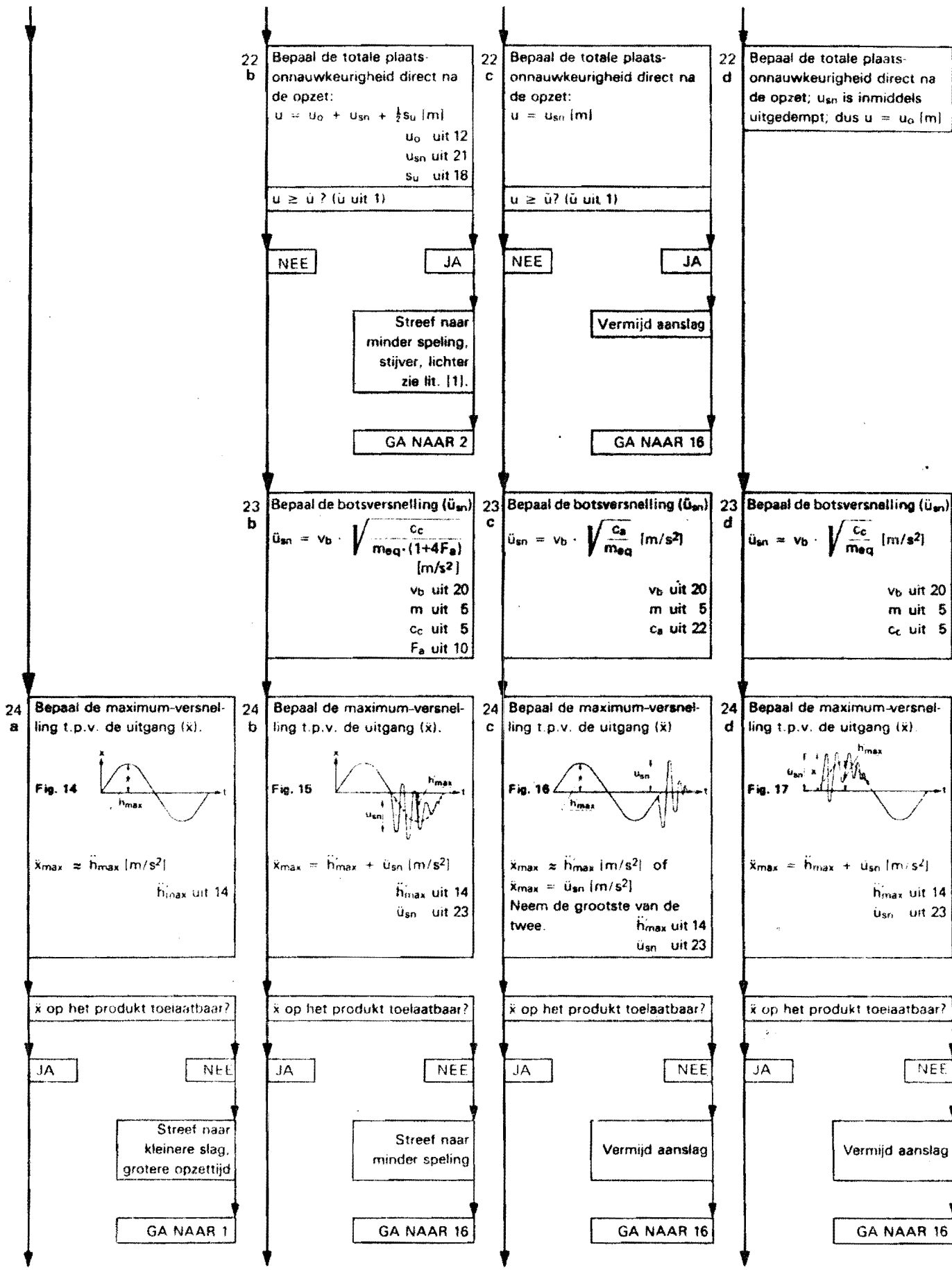
JA

NEE

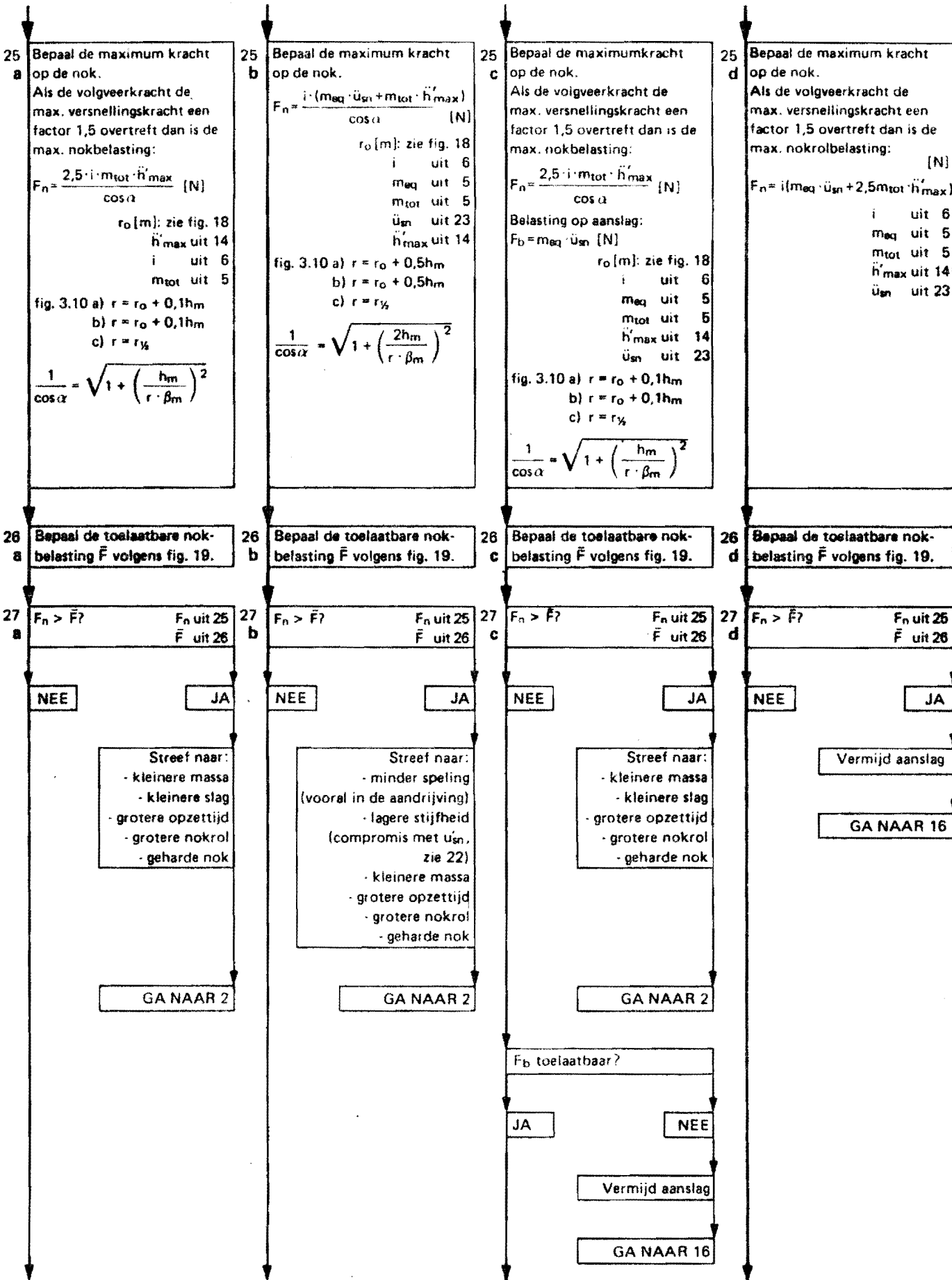
21 b Bepaal de plaatsnauwkeurigheid t.g.v. speling direct na de opzet:
 $u_{sn} = v_b \cdot \sqrt{\frac{m_{eq}}{c_c}} |m| v_b$ uit 20
 m_{eq} uit 5
 c_c uit 5

21 c Stijfheid wordt bepaald door de aanslag tesamen met nog inverterende delen van het mechanisme.
Bereken c_a [N/m]
 $u_{sn} = v_b \cdot \sqrt{\frac{m_{eq}}{c_a}} |m| v_b$ uit 20
 m_{eq} uit 5

21 d Het mechanisme wordt dus van de aanslag afgetild (bij B in fig. 11).
Stijfheid wordt bepaald door het mechanisme (c_c).
 $u_{sn} = v_b \cdot \sqrt{\frac{m_{eq}}{c_c}} |m| v_b$ uit 20
 m_{eq} uit 5
 c_c uit 5



All rights strictly reserved. Reproduction in whole or
 in part without the prior written consent of Philips is
 prohibited. Philips aanvaardt aansprakelijkheid niet voor
 schade van welke aard ook voortvloeiende uit het gebruik
 van de afgeleverde apparatuur.



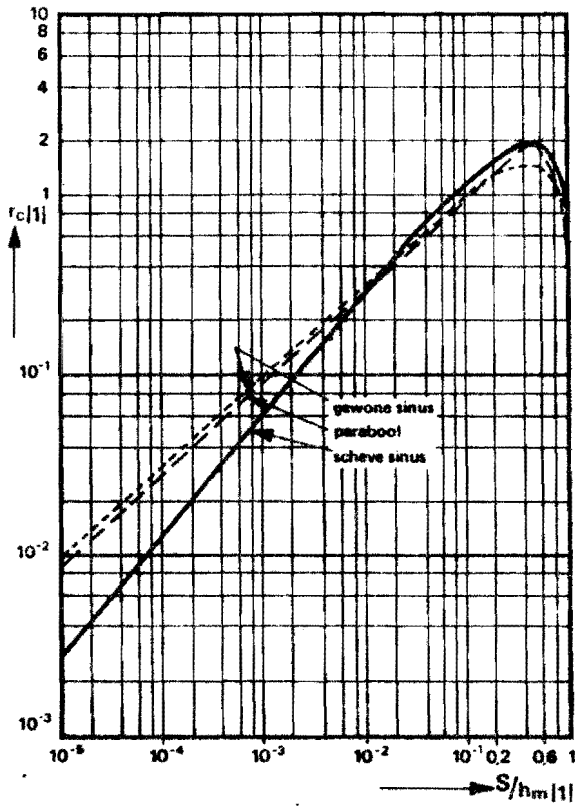


Fig. 13

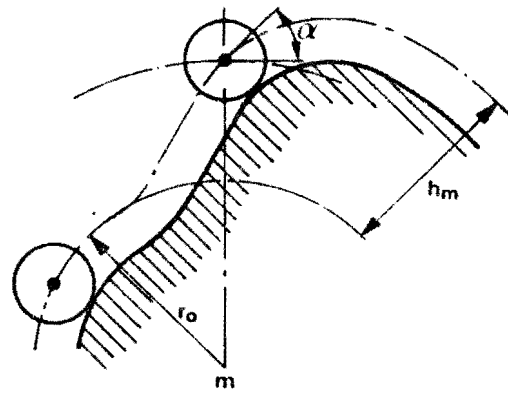


Fig. 18

TOELAATBARE DYNAMISCHE BELASTING \bar{F}
op nokschijven door tonvormige nokrollen ($R = 500$)

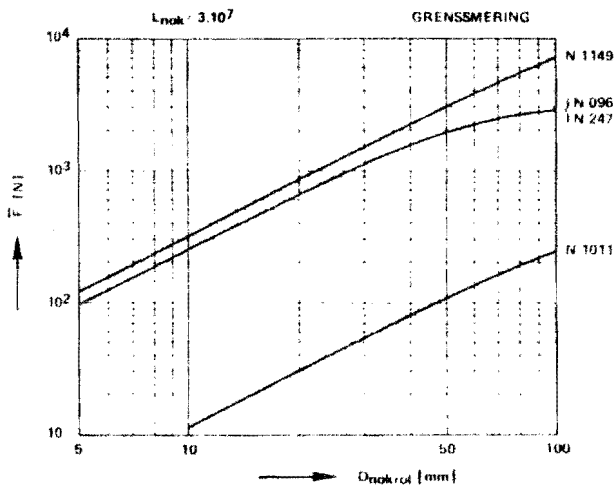


Fig. 19

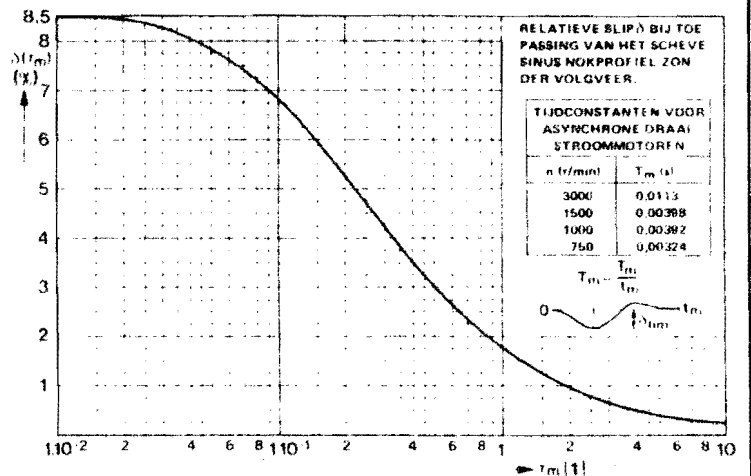
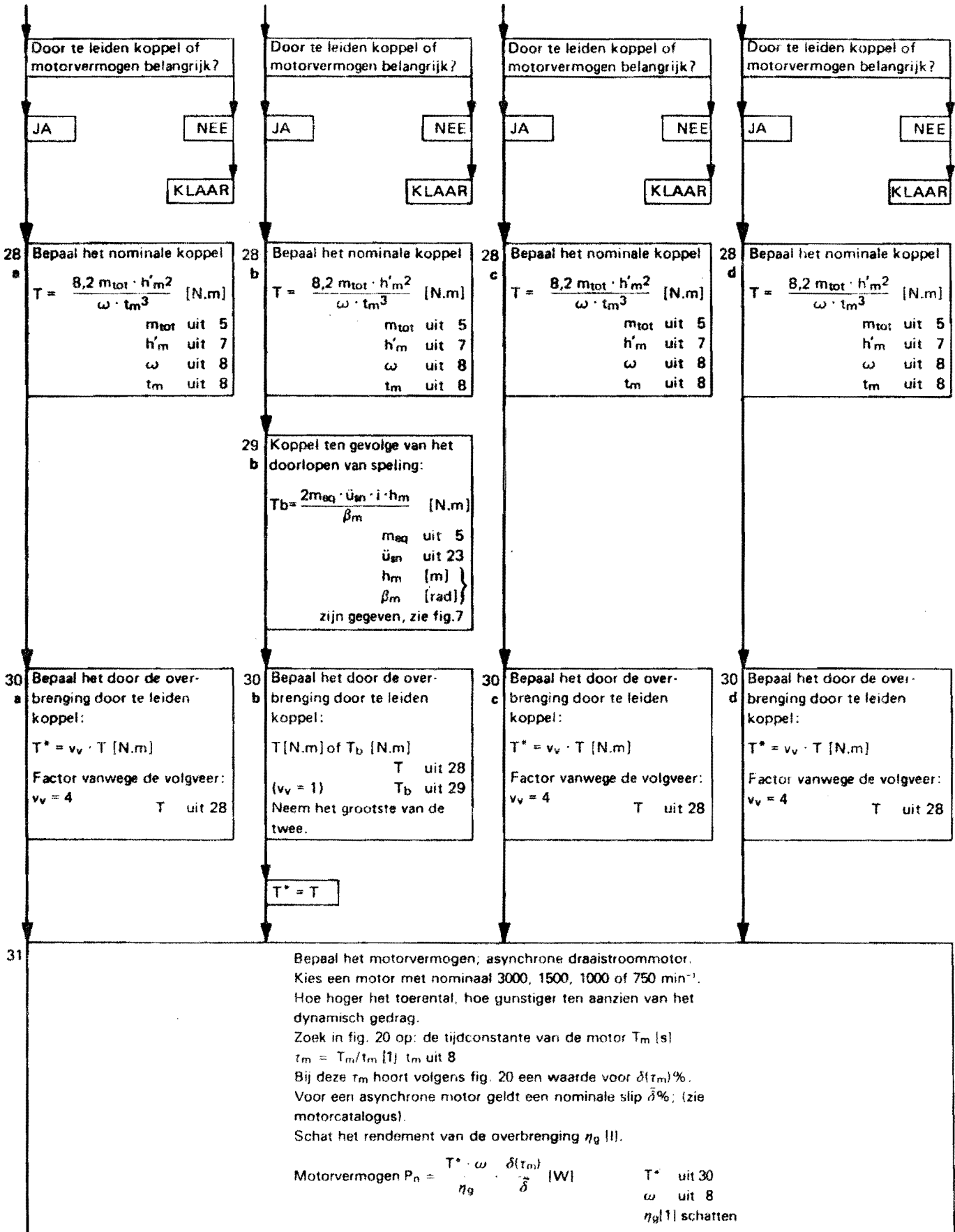


Fig. 20

Alle rechten voorbehouden. Verwijzing of afbeelding van dit document is niet toegestaan zonder schriftelijke toestemming van de uitgever.



3. SYMBOLEN EN DIMENSIES, elementen (3.01 - 3.04), onderdelen (3.1 - 3.12)

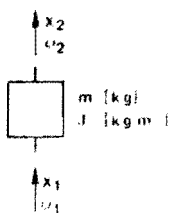
c	stijfheid	[N/m]	T _m	tijdconstante asynchrone draaistroommotor	[s]
c _a	stijfheid op aanslag	[N/m]	t	tijd	[s]
c _c	stijfheid mechanisme	[N/m]	t _m	opzettijd	[s]
c _z	buigstijfheid nokkenas	[N/m]	U _o	amplitude van de relatieve plaatsonnauwkeurigheid van het spelingloze mechanisme	[1]
d _{rol}	nokroldiameter	[m]	u	plaatsonnauwkeurigheid	[m]
E	elasticiteitsmodulus	[N/m ²]	ū	toelaatbare plaatsonnauwkeurigheid	[m]
F	kracht	[N]	u _o	amplitude van de plaatsonnauwkeurigheid van het spelingloze mechanisme	[m]
F̄	toelaatbare kracht	[N]	u _{sn}	amplitude van de plaatsonnauwkeurigheid t.g.v. botsing	[m]
F _a	stijfheidsfactor voor de aandrijving	[1]	ū _{sn}	amplitude van de versnelling t.g.v. botsing	[m/s ²]
F _b	botskracht op aanslag	[N]	v _b	botssnelheid	[m/s]
F _n	kracht op de nok	[N]	x	werkelijke plaats aan uitgaande zijde	[m]
F _v	veerkracht	[N]	ẋ	werkelijke versnelling aan de uitgaande zijde	[m/s ²]
G	glijdingsmodulus	[N/m ²]	α	drukhoek	[rad]
h	nominale afgelegde weg op de nok	[m]	β	doorlopen hoek van de nok	[rad]
h _m	nominale slag op de nok	[m]	β _{mn}	nokhoek waarover het nokprofiel zich uitstrekt	[rad]
h _m	nominale slag t.p.v. de uitgang	[m]	δ	slip (asynchrone draaistroommotor)	[1]
h _{max}	max. nominale versnelling t.p.v. de uitgang	[m/s ²]	δ̄	toelaatbare slip (asynchrone draaistroommotor)	[1]
I	buig-traagheidsmoment	[m ⁴]	ε	(hoek-)speling	[rad]
I*	wring-traagheidsmoment	[m ⁴]	η _o	rendement v.d. overbrenging	[1]
i	overbrengingsverhouding	[m/rad], [rad/m]	ρ	dichtheid	[kg/m ³]
J	massatraagheidsmoment	[kg·m ²]	τ = $\frac{T_e}{t_m}$		[1]
k	totale torsiestijfheid van de aandrijving	[(N.m)/rad]	τ _m = $\frac{T_m}{t_m}$		[1]
k _β	torsiestijfheid nokkenas	[(N.m)/rad]	φ	doorlopen hoek aan de ingang	[rad]
k _γ	zijdelingse stijfheid nokkenas	[(N.m)/rad]	ω	(constante) hoeksnelheid (= dφ/dt)	[rad/s]
m	massa	[kg]			
m _{eq}	equivalente massa	[kg]			
m _{tot}	totale massa	[kg]			
m _z	massa nokschijf	[kg]			
P	motorvermogen	[W]			
r	straal	[m]			
r _o	straal grondcirkel nokrolmiddelpuntsbaan	[m]			
r _c	relatieve botssnelheid	[1]			
r _u	afstand punt waarop de uitgaande beweging beschouwd wordt t.o.v. draaipunt	[m]			
S	= $\frac{s}{h_m}$ relatieve speling	[1]			
s	speling	[m]			
s _a	speling bij aanslag	[m]			
s _u	speling aan uitgang in de ruststand	[m]			
T	torsiekoppel	[Nm]			
T _e	eigen trillingstijd	[s]			

Indices:

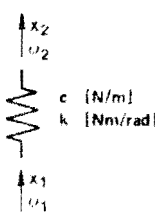
gereduceerde grootheid, b.v. h_m

$\frac{d}{dt}$ snelheid, b.v. ḣ

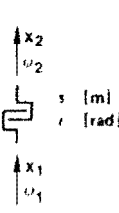
$\frac{d^2}{dt^2}$ versnelling, b.v. ḥ̈



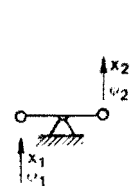
3.01
Massa-
(traagheidsmoment)



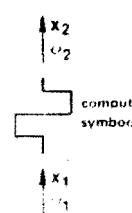
3.02
(Rotatie-)
stijfheid



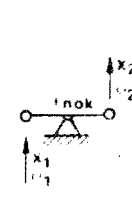
3.03
(Hoek-)
speling



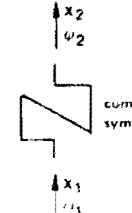
tekening
symbool



computer-
symbool



tekening
symbool



computer
symbool

$$i = \frac{x_2}{x_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} [1]$$

$$i = \frac{x_2}{\omega_1} [m/rad]$$

$$i = \frac{\omega_2}{x_1} [rad/m]$$

(i_{nok} varieert)

3.04
Overbrengingsverhouding

Alle rechten voorbehouden. Reproductie is alleen in schriftelijke vorm toegestaan. Het is niet toegestaan te kopiëren of te verspreiden. Het is niet toegestaan te kopiëren of te verspreiden. Het is niet toegestaan te kopiëren of te verspreiden.

3.1 Schijf, Wiel

Massatraagheidsmoment:
 $J = [2\pi (r - \frac{1}{2}h)^3 \cdot b \cdot h + \frac{1}{2} \pi (r - h)^4 \cdot s] \cdot \rho \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$

Cilindrische volle schijf: $h = 0, s = b$
 Dynamische model met x_2 op willekeurige straal r_2 :
Massa: $m = J/r_2^2 \text{ [kg]}$
Overbrengingsverhouding dynamisch model 1:
 $i = \frac{x_2}{\phi_1} = r_2 \text{ [m/rad]} \text{ of } i = \frac{\phi_1}{x_2} = \frac{1}{r_2} \text{ [rad/m]}$

3.4 Hefboom

Massa: $m = \left[\frac{\pi}{4} d^2 \cdot a + \frac{1}{2} (l - \frac{1}{2}d) \cdot b \cdot h \right] \cdot \rho \text{ [kg]}$

Stijfheid: $c = \frac{3EI}{l^3} \text{ [N/m]}$ $I = \frac{1}{12} b \cdot h^3 \text{ [m}^4\text{]}$

Overbrengingsverhouding:
 $i = \frac{x_2}{\phi_1} = l \text{ [m/rad]} \text{ of } i = \frac{\phi_1}{x_2} = \frac{1}{l} \text{ [rad/m]}$

3.2 Spakenwiel, Draaitafel

Massatraagheidsmoment:
 $J = \left\{ 2\pi \left[r - \frac{1}{2}h_r \right]^3 \cdot b_r \cdot h_r + n \cdot \frac{1}{2} \cdot b_s \cdot h_s \cdot l^3 \right\} \cdot \rho \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$
 $I_s = \frac{1}{12} b_s \cdot h_s^3 \text{ [m}^4\text{]}; I_r = \frac{1}{12} b_r \cdot h_r^3 \text{ [m}^4\text{]}$
 $k = \frac{3n \cdot EI_s \cdot \left\{ 12l \cdot I_r + \frac{2\pi}{n} \left(r - \frac{1}{2}h_r \right) \cdot I_s \right\} \cdot \left(r - \frac{1}{2}h_r \right)^2}{l^3 \left\{ 3l \cdot I_r + \frac{2\pi}{n} \left(r - \frac{1}{2}h_r \right) \cdot I_s \right\}} \left[\frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}} \right]$

Dynamisch model met x_2 op willekeurige straal r_2 :
Massa: $m = J/r_2^2 \text{ [kg]}$
Stijfheid: $c = \frac{3n \cdot EI_s \cdot \left\{ 12l \cdot I_r + \frac{2\pi}{n} \left(r - \frac{1}{2}h_r \right) \cdot I_s \right\}}{l^3 \left\{ 3l \cdot I_r + \frac{2\pi}{n} \left(r - \frac{1}{2}h_r \right) \cdot I_s \right\}} \text{ [N/m]}$
Overbrengingsverhouding dynamisch model 1:
 $i = \frac{x_2}{\phi_1} = r_2 \text{ [m/rad]} \text{ of } i = \frac{\phi_1}{x_2} = \frac{1}{r_2} \text{ [rad/m]}$

3.5 Hefboom

Massa: $m_1 = \frac{1}{2} b_1 \cdot h_1 \cdot l_1 \cdot \rho \text{ [kg]}$
 $m_2 = \frac{1}{2} b_2 \cdot h_2 \cdot l_2 \cdot \rho \text{ [kg]}$

Stijfheid: $c_1 = \frac{3EI_1}{l_1^3} \text{ [N/m]}$ $I = \frac{1}{12} b \cdot h^3 \text{ [m}^4\text{]}$
 $c_2 = \frac{3EI_2}{l_2^3} \text{ [N/m]}$

Overbrengingsverhouding:
 $i = \frac{x_2}{x_1} = \frac{l_2}{l_1} \text{ [1]} \text{ of } i = \frac{x_1}{x_2} = \frac{l_1}{l_2} \text{ [1]}$

3.3 As

Stijfheid: $k = \frac{GI^*}{l} \left[\frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}} \right]$ $I^* = \frac{\pi}{32} d^4 \text{ [m}^4\text{]}$

Overbrengingsverhouding: $i = \phi_2/\phi_1 = \phi_1/\phi_2 = 1$

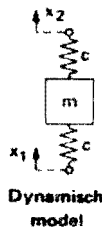
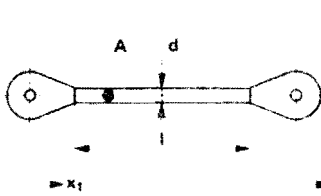
3.6 Hefboom

Massa: $m = \frac{1}{2} b \cdot h \cdot l \cdot \rho \text{ [kg]}$ $I = \frac{1}{12} b \cdot h^3 \text{ [m}^4\text{]}$
 $\lambda = l_2/l_1$

Stijfheid: $c = \frac{3EI}{l^3 \cdot \lambda \cdot (\lambda - 1)^2} \text{ [N/m]}$ [1]

Overbrengingsverhouding: $i = \frac{x_2}{x_1} = \frac{l_2}{l_1} \text{ [1]} \text{ of } i = \frac{x_1}{x_2} = \frac{l_1}{l_2} \text{ [1]}$

3.7 Trekstang



Massa: $m = A \cdot l \cdot \rho$ [kg]

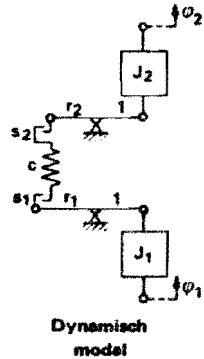
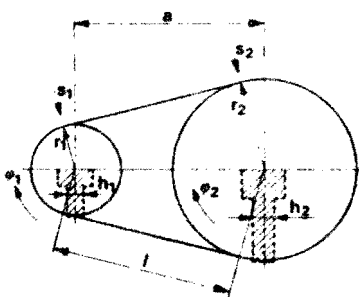
$A =$ oppervlak doorsnede [m²]

$= \frac{\pi}{4} d^2$ (rond) of $= d^2$ (vierkant)

Stijfheid: $c = 2 E \cdot A / l$ [N/m]

Overbrengingsverhouding: $i = x_2 / x_1 = 1$ of $i = x_1 / x_2 = 1$

3.8 V-snaar, Ketting, Tandriem



$l = \sqrt{a^2 - (r_2 - r_1)^2}$

Massatraagheidsmoment: $J_1 = \frac{1}{2} \pi \cdot r_1^4 \cdot h_1 \cdot \rho$ [kg.m²]

$J_2 = \frac{1}{2} \pi \cdot r_2^4 \cdot h_2 \cdot \rho$ [kg.m²]

Speling : s_1 [m] en s_2 [m]; zie gegevens fabrikant

Stijfheid : - zie gegevens fabrikant

- voor tandriemen zie MFT 3-2251-1

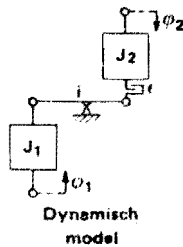
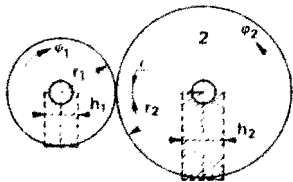
Stijfheid: van 1 meter lengte ketting of riem c' [N]

$c = c' / l$ [N/m]

Overbrengingsverhouding:

$i = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{1}{1}$ [1] of $i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{1}{r_1} \cdot \frac{r_2}{1}$ [1]

3.9 Tandwieloverbrenging



Massatraagheidsmoment: $J_1 = \frac{1}{2} \pi \cdot r_1^4 \cdot h_1 \cdot \rho$ [kg.m²]

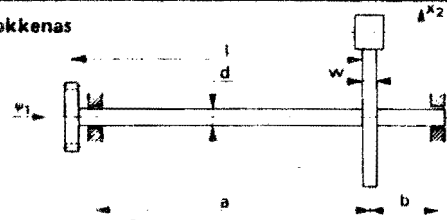
$J_2 = \frac{1}{2} \pi \cdot r_2^4 \cdot h_2 \cdot \rho$ [kg.m²]

Speling: ε [rad], gemeten op wiel 2

Stijfheid: in het algemeen is de stijfheid van de tanden zeer groot t.o.v. overige stijfheden

Overbrengingsverhouding: $i = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{r_1}{r_2}$ of $i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{r_2}{r_1}$ [1]

3.10 Nokkenas



Massa: $m_2 = \pi \cdot r_s^2 \cdot w \cdot \rho$ [kg]

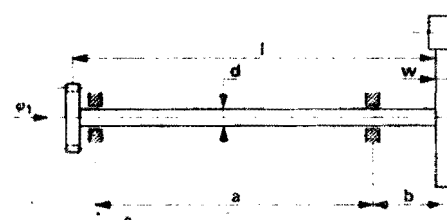
$r_s =$ gemiddelde straal nokschijf [m]

Stijfheid: $c_z = \frac{3 E I \cdot (a + b)}{a^2 \cdot b^2}$ [N/m]

$I = \frac{\pi}{64} d^4$ [m⁴]

$k_y = c_z \cdot r_{1/2}^2$ [(N.m)/rad]

Effectieve straal van de nok: $r_{1/2} = r_o + \frac{1}{2} h_m$ [m]



Massa: $m_2 = \pi \cdot r_s^2 \cdot w \cdot \rho$ [kg]

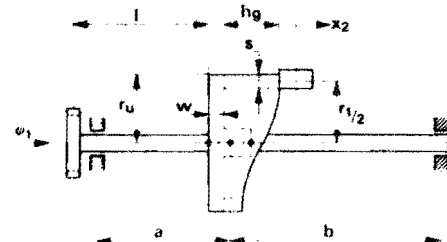
$r_s =$ gemiddelde straal nokschijf [m]

Stijfheid: $c_z = \frac{3 E I}{a \cdot b^2}$ [N/m]

$I = \frac{\pi}{64} d^4$ [m⁴]

$k_y = c_z \cdot r_{1/2}^2$ [(N.m)/rad]

Effectieve straal van de nok: $r_{1/2} = r_o + \frac{1}{2} h_m$ [m]



Massa: $m_2 = (\pi \cdot r_o^2 \cdot w + 2 \pi \cdot r_{1/2} \cdot s \cdot h_g) \cdot \rho$ [kg]

$h_g =$ gemiddelde breedte [m]

Stijfheid: $c_z = \frac{3 E I \cdot (a + b)^2}{r_{1/2}^2 \cdot (a^3 + b^3)}$ [N/m]

$I = \frac{\pi}{64} d^4$ [m⁴]

$k_y = \frac{3 E I \cdot (a + b)}{a^2 b^2} \cdot r_{1/2}^2$ [(N.m)/rad.]

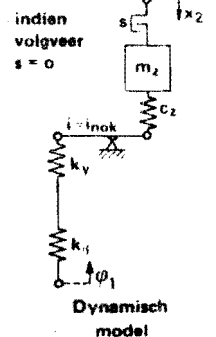
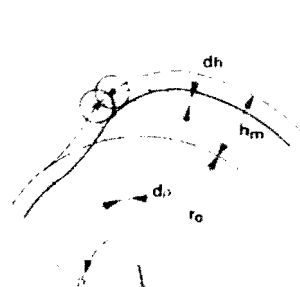
Effectieve straal van de nok: $r_{1/2} = r_u - \frac{1}{2} s$ [m]

Voor de drie bovenstaande gevallen geldt;

Stijfheid: $k_\beta = \frac{G I^*}{l}$ [(N.m)/rad]

$I^* = \frac{\pi}{32} d^4$ [m⁴]

Overbrengingsverhouding (varieert): $i = \frac{dh}{d\beta} = i_{nok}$ [m/rad]



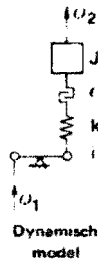
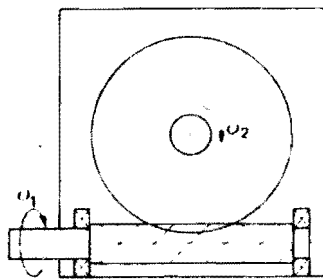
indien
volgveer
 $s = 0$

Dynamisch
model

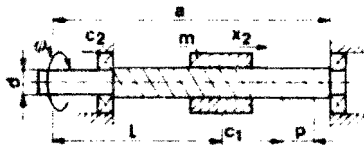
All rights strictly reserved. Reproduction or reuse in
any form without the written permission of the
author is prohibited.

Alle rechten strikt voorbehouden. Reproductie of gebruik
in welke vorm ook, zonder de schriftelijke toestemming van
de auteur is niet toegestaan.

3.11 Wormkast



3.12 Schroefspindel



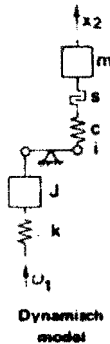
$$c = \left(\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{4L}{\pi d^3 E} \right)^{-1} \text{ [N/m]}$$

$$J = \frac{\pi}{32} d^4 a \rho \text{ [kg m}^2\text{]}$$

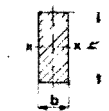
p = speed [m]

$$i = \frac{p}{2\pi} \text{ [m/rad]}$$

$$k = \frac{\pi}{32} \frac{G d^4}{L} \text{ [Nm/rad]}$$



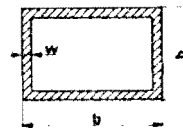
Traagheidsmomenten bij buiging en wringing



$$I_x = \frac{1}{12} b \cdot h^3$$

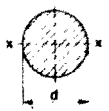
$$I^* = c_1 \cdot h \cdot b^3$$

h/b	1	2	4	8	∞
c ₁	0,141	0,23	0,28	0,31	1/3



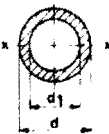
$$I_x = \frac{1}{12} b \cdot h^3 - \frac{1}{12} (b - 2w) \cdot (h - 2w)^3$$

$$I^* = 4 \left\{ (b - w) \cdot (h - w) \right\}^2 \frac{w}{2(b - w) + 2(h - w)}$$



$$I_x = \frac{\pi}{64} d^4$$

$$I^* = \frac{\pi}{32} d^4$$



$$I_x = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_1^4)$$

$$I^* = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_1^4)$$

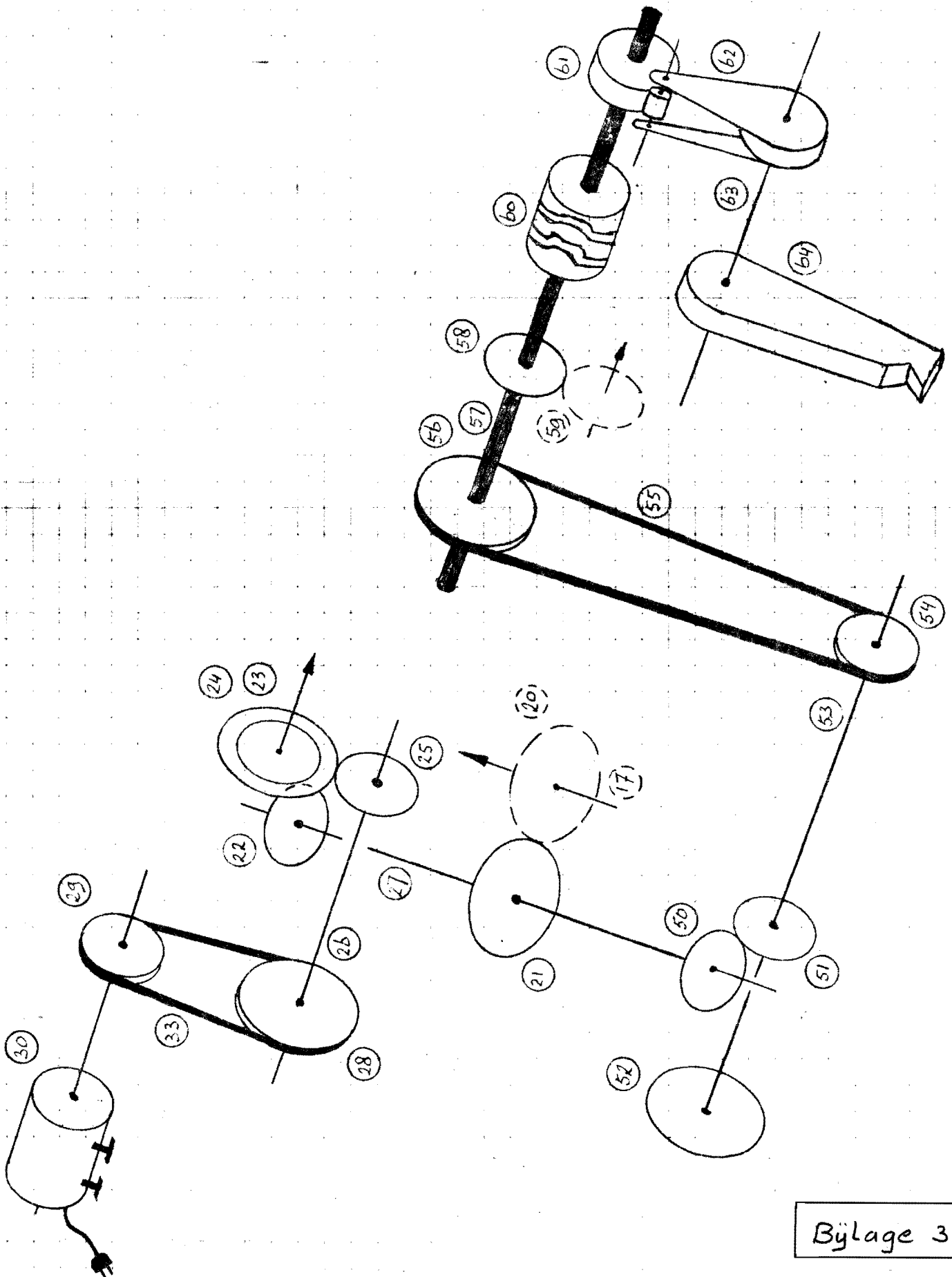
Voor overige lineaire traagheidsmomenten, zie MFT 3-2052-2.

De torsiestijfheid bedraagt $k_t = \frac{G I_t^*}{l_j} \left[\frac{\text{N.m}}{\text{rad}} \right]$

$G \approx 0,385E$ Voor elasticiteitsmoduli E, zie MFT 3-1000-1;

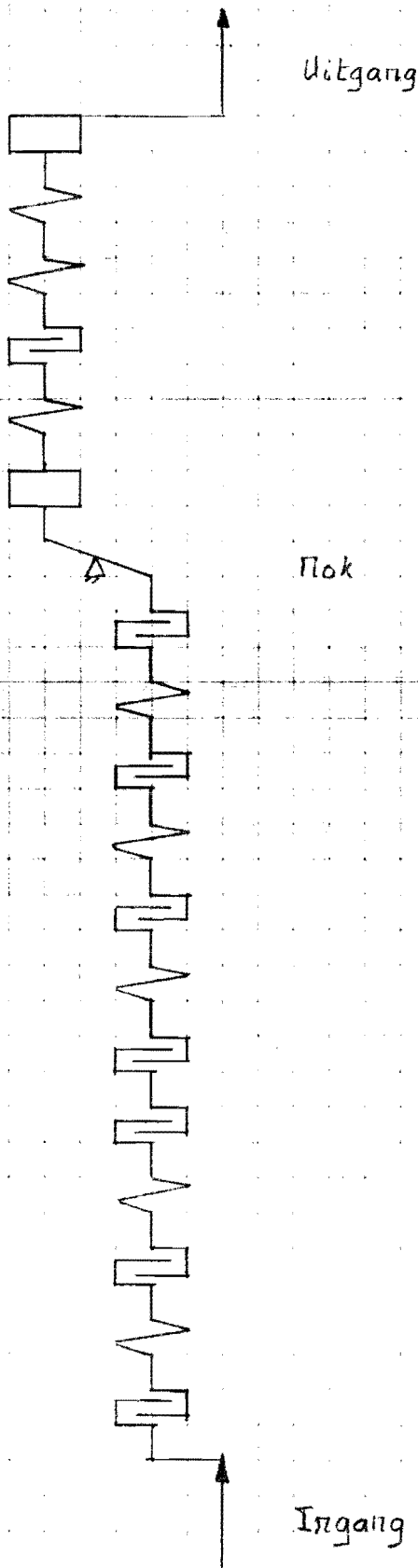
attentie: $1 \text{ N/m}^2 = 10^{-6} \text{ N/mm}^2$, of
 $1 \text{ N/mm}^2 = 10^6 \text{ N/m}^2$

All rights reserved. Reproduction or issue to third parties in any form, whatever is not permitted without written authority from the proprietor.
 Alle rechten, inzonderheid voorbehouden. Vermeerdering of mededeling aan derden in welke vorm ook is zonder schriftelijke toestemming van eigenaar.
 niet geoorloofd



Bijlage 3.2

30	Electromotor	2422	104	06101
29	Poelie as motor	KM	100	S
33	V-riem	2622	855	14005
28	Poelie ingaande as	7622	495	0875
26	Ingaande as	7622	495	0822
25	Tandwiel ingaande as	7622	495	0823
24	Tandwiel opzet - as	7622	495	0810
23	Kegel tandwiel opzet - as	7622	495	0827
22	Kegel tandwiel dwars - as	7622	495	0835
27	Dwars - as	7622	495	0830
21	Tandwiel dwars - as	7622	495	0811
20	Tandwiel nokken - as	7622	495	0808
17	Nokken - as	7622	495	0809
50	Kegel tandwiel nokken - as			
51	Kegel tandwiel verbindings - as			
52	Handwiel			
53	Verbindings as			
54	Poelie verbindings - as			
55	Tandriem			
56	Poelie Lange - as			
57	Lange - as	Nieuw		
58	Tandwiel Lange - as	Nieuw		
59	Tandwiel ingaande as M.K.	Nieuw		
60	Dubbele cilindrische groefsch	Nieuw		
61	Nok	Nieuw		
62	Nok volger	Nieuw		
63	Torsie - as	Nieuw		
64	Gecombineerde hefboom.	Nieuw		

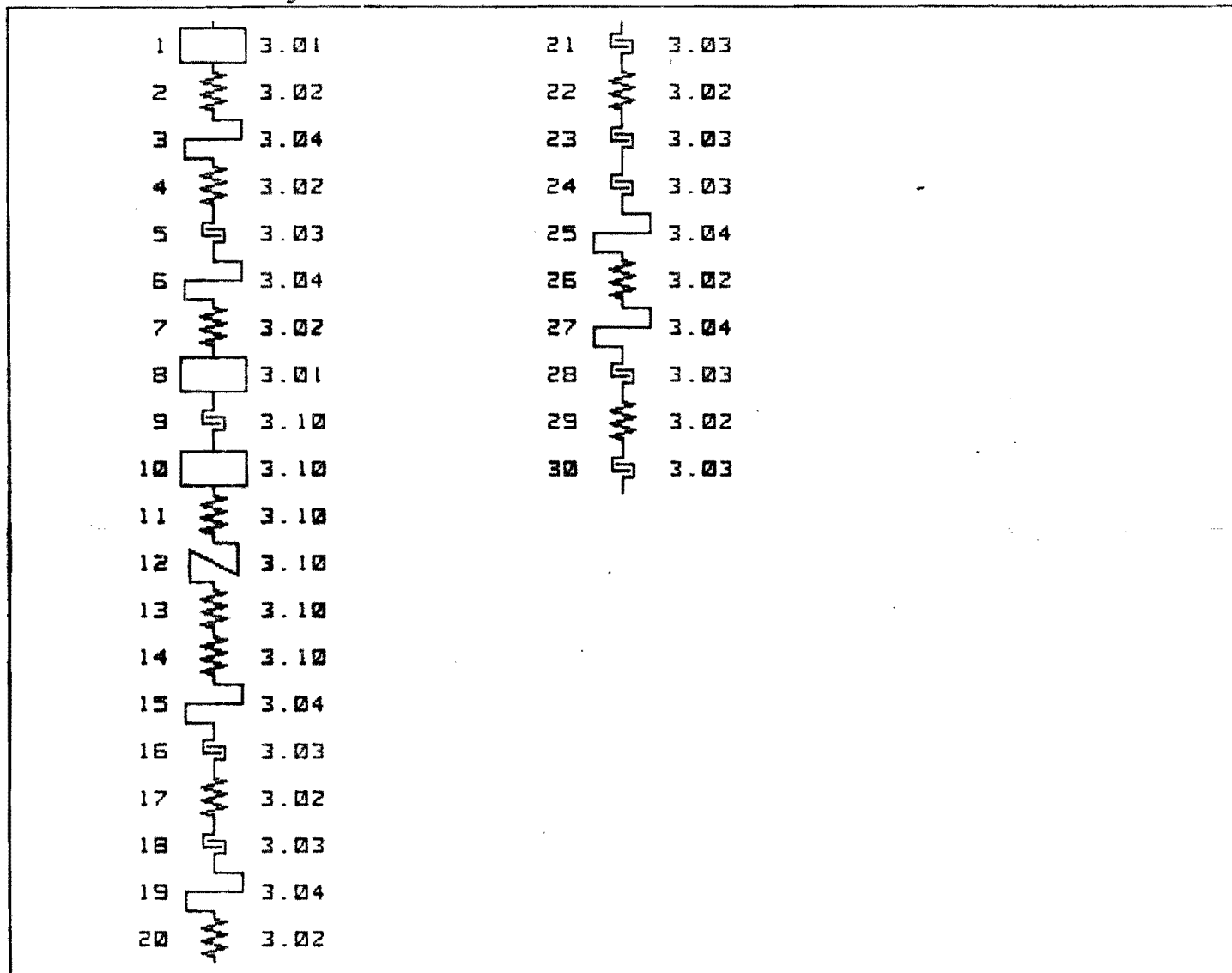


x		m
m_{b4}	$0,08$	kg
K_{b4}	$5,45 \cdot 10^5$	$N \cdot m^{-1}$
K_{b3}	$1,84 \cdot 10^6$	$N \cdot m^{-1}$
E_{b3}	$1,5 \cdot 10^5$	m
K_{b2}	$1,48 \cdot 10^6$	$N \cdot m^{-1}$
m_{b2}	$1,6 \cdot 10^{-2}$	kg
	$1; 0; 30; 0; 83; 12; 260;$	
	$21; E_3; 7,85; 49,2; 54,5; 230; 22;$	
	$E_{55,56}$	$2,38 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
K_{55}	$1,76 \cdot 10^2$	$N \cdot m \cdot rad^{-1}$
$E_{54,55}$	$2,38 \cdot 10^{-3}$	rad
K_{53}	$1,05 \cdot 10^4$	$N \cdot m \cdot rad^{-1}$
$E_{50,51}$	$4,49 \cdot 10^{-3}$	rad
K_{27}	$1,28 \cdot 10^3$	$N \cdot m \cdot rad^{-1}$
$E_{22,23}$	$2,33 \cdot 10^{-3}$	rad
$E_{24,25}$	$2,17 \cdot 10^{-3}$	rad
K_{26}	$2,82 \cdot 10^4$	$N \cdot m \cdot rad^{-1}$
$E_{28,33}$	$1,49 \cdot 10^{-4}$	rad
K_{33}	$2,66 \cdot 10^2$	$N \cdot m \cdot rad^{-1}$
$E_{29,33}$	$1,49 \cdot 10^{-4}$	rad
φ		rad

ONDERWERP: SAMENSTELLER: MOTOR-HEFBOOM
 DATUM: 11-10-1984

VOLGNUMMER: 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18
 19 20 21 22 23 24 25
 MACHINEONDERDEELNUMMERS: 01 02 04 02 03 04 02 01 10 04 03 02 03 04 02 03 02 03
 03 04 02 04 03 02 03

Nr Figuur



INVOER MASSA (TRAGHEIDSMOMENT) VOLGENS FIGUUR 3.01
 MASSA (TRAGHEIDSMOMENT) [Kg] [Kgm²]: .08

64

INVOER (ROTATIE)STIJFHEID VOLGENS FIGUUR 3.02
 (ROTATIE)STIJFHEID [Nm/rad] [N/m]: 5.45E+05

64

INVOER OVERBRENGINGSVERHOUDING VOLGENS FIGUUR 3.04
 UITGANGS/INGANGSBEWEGING [-] X/Fi Fi/X, 1 2 OF 3: 2
 OVERBRENGINGSSTRAAL r[mm]: 150

INVOER (ROTATIE)STIJFHEID VOLGENS FIGUUR 3.02
 (ROTATIE)STIJFHEID [Nm/rad] [N/m]: 4.13E+04

63

INVOER SPELING VOLGENS FIGUUR 3.03
 SPELING: LINEAIR OF HOEKMAAT ? 1 OF 2: 2
 HOEKSPELING IN RADIALEN e[rad]: .0001

INVOER OVERBRENGINGSVERHOUDING VOLGENS FIGUUR 3.04
 UITGANGS/INGANGSBEWEGING [-] X/Fi Fi/X, 1 2 OF 3: 3
 OVERBRENGINGSSTRAAL r[mm]: 95.27

62 INVOER MASSA (TRAGHEIDSMOMENT) VOLGENS FIGUUR 3.01
MASSA (TRAGHEIDSMOMENT) [Kg] [Kgm2]: .04

INVOER NOKAS VOLGENS FIGUUR 3.10
NOKMECHANISME VOLGENS 1e, 2e OF 3e FIGUUR 1, 2 OF 3: 1
TOTALE SPELING NOKROL-NOK sp[mm]: 0
BUITENDIAMETER NOKAS du[mm]: 30
BINNENDIAMETER NOKAS di[mm]: 0
OPZETSLAG OP DE NOK hn[mm]: 8.3
DIKTE NOKSCHIJF w[mm]: 12
61 AFSTAND AANDRIJFWIEL TOT NOK l[mm]: 260
ELASTICITEITSMODULUS NOKAS E[N/mm2]: 2.10E+05
SOORTELIJKE MASSA NOK q[gr/cm3]: 7.85
GEMIDDELDE STRAAL NOKSCHIJF rs[mm]: 49.2
MINIMUM HARTAFSTAND NOKROL-NOKAS VOOR OPZET ro[mm]: 54.5
AFSTAND LAGER BIJ AANDRIJFWIEL TOT NOK a[mm]: 230
AFSTAND NOK TOT 2e LAGER b[mm]: 22

INVOER OVERBRENGINGSVERHOUDING VOLGENS FIGUUR 3.04
UITGANGS/INGANGSBEWEGING [-] X/Fi Fi/X, 1 2 OF 3: 3
OVERBRENGINGSSTRAAL r[mm]: 66

INVOER SPELING VOLGENS FIGUUR 3.03
SPELING: LINEAIR OF HOEKMAAT ? 1 OF 2: 1
LINEAIRE SPELING IN mm s[mm]: .1

55 INVOER (ROTATIE)STIJFHEID VOLGENS FIGUUR 3.02
(ROTATIE)STIJFHEID [Nm/rad] [N/m]: 1.00E+05

INVOER SPELING VOLGENS FIGUUR 3.03
SPELING: LINEAIR OF HOEKMAAT ? 1 OF 2: 1
LINEAIRE SPELING IN mm s[mm]: .1

INVOER OVERBRENGINGSVERHOUDING VOLGENS FIGUUR 3.04
UITGANGS/INGANGSBEWEGING [-] X/Fi Fi/X, 1 2 OF 3: 2
OVERBRENGINGSSTRAAL r[mm]: 66

53 INVOER (ROTATIE)STIJFHEID VOLGENS FIGUUR 3.02
(ROTATIE)STIJFHEID [Nm/rad] [N/m]: 2.58E+04

INVOER SPELING VOLGENS FIGUUR 3.03
SPELING: LINEAIR OF HOEKMAAT ? 1 OF 2: 2
HOEKSPELING IN RADIALEN e[rad]: .00286

27 INVOER (ROTATIE)STIJFHEID VOLGENS FIGUUR 3.02
(ROTATIE)STIJFHEID [Nm/rad] [N/m]: 3.15E+03

INVOER SPELING VOLGENS FIGUUR 3.03
SPELING: LINEAIR OF HOEKMAAT ? 1 OF 2: 2
HOEKSPELING IN RADIALEN e[rad]: .0025

INVOER SPELING VOLGENS FIGUUR 3.03
SPELING: LINEAIR OF HOEKMAAT ? 1 OF 2: 2
HOEKSPELING IN RADIALEN e[rad]: .00138

INVOER OVERBRENGINGSVERHOUDING VOLGENS FIGUUR 3.04
UITGANGS/INGANGSBEWEGING [-] X/Fi Fi/X, 1 2 OF 3: 1
UITGANGSBEWEGING/INGANGSBEWEGING i[-]: .19

26 INVOER (ROTATIE)STIJFHEID VOLGENS FIGUUR 3.02
(ROTATIE)STIJFHEID [Nm/rad] [N/m]: 2.51E+03

INVOER OVERBRENGINGSVERHOUDING VOLGENS FIGUUR 3.04
UITGANGS/INGANGSBEWEGING [-] X/Fi Fi/X, 1 2 OF 3: 3
OVERBRENGINGSSTRAAL r[mm]: 62.1

INVOER SPELING VOLGENS FIGUUR 3.03
SPELING: LINEAIR OF HOEKMAAT ? 1 OF 2: 1
LINEAIRE SPELING IN mm s[mm]: .5

INVOER (ROTATIE)STIJFHEID VOLGENS FIGUUR 3.02

BEREKENDE ELEMENTWAARDEN IN ONDERSTAANDE TABEL ZIJN IN S.I. EENHEDEN.
 ONDER REDUKTIE STAAN DE NAAR DE UITGANG GEREDUCEERDE WAARDEN.

Nr	fig.	MASSA(TRAGHEID)		(ROT.)STIJFHEID		(HOEK)SPELING		OVERBRENGING	
		waarde	reduktie	waarde	reduktie	waarde	reduktie	waarde	red.
1	3.01	8.00E-02	8.03E-02						
2	3.02	-	-	5.45E+05	5.45E+05				
3	3.04	-	-					1.50E-01	1
4	3.02	-	-	4.13E+04	1.84E+06				
5	3.03	-	-			1.00E-04	1.50E-05		
6	3.04	-	-					1.04E+01	1
7	3.02	-	-	3.64E+06	1.48E+06				
8	3.01	4.00E-02	1.63E-02						
9	3.10	-	-			0.00E+00	0.00E+00		
10	3.10	7.16E-01	2.92E-01						
11	3.10	-	-	2.47E+08	1.01E+08				
12	3.10	varierende nokoverbrenghverhouding							
13	3.10	-	-	8.48E+05	3.46E+05				
14	3.10	-	-	2.47E+04	1.01E+04				
15	3.04	-	-					1.52E+01	1
16	3.03	-	-			1.00E-04	2.37E-03		
17	3.02	-	-	1.00E+05	1.78E+02				
18	3.03	-	-			1.00E-04	2.37E-03		
19	3.04	-	-					6.60E-02	1
20	3.02	-	-	2.58E+04	1.05E+04				
21	3.03	-	-			2.86E-03	4.48E-03		
22	3.02	-	-	3.15E+03	1.28E+03				
23	3.03	-	-			2.50E-03	3.92E-03		
24	3.03	-	-			1.38E-03	2.16E-03		
25	3.04	-	-					1.90E-01	1
26	3.02	-	-	2.51E+03	2.83E+04				
27	3.04	-	-					1.61E+01	1
28	3.03	-	-			5.00E-04	2.40E-03		
29	3.02	-	-	2.00E+04	8.71E+02				
30	3.03	-	-			5.00E-04	2.40E-03		

OPZETSLAG AAN DE UITGANG Hm[mm]: 1.30E+01
 MASSA AAN DE UITGANG Ml[Kg]: 8.00E-02
 VANAF I-NOK GEREDUCEERDE MASSA AAN UITGANG Mtot[Kg]: 9.63E-02
 EQUIVALENTE MASSA Meq[Kg]: 8.00E-02
 GEREDUCEERDE STIJFHEID VAN UITGANG TOT I-NOK Cc[N/m]: 3.26E+05
 GEREDUCEERDE SPELING VAN UITGANG TOT I-NOK . Su[mm]: 1.50E-02
 GEREDUC. STIJFHEID AANDRIJVING TOT I-NOK K[Nm/rad]: 1.28E+02
 GEREDUCEERDE SPELING AANDRIJVING TOT I-NOK . e[rad]: 2.01E-02

INVOER BEDRIJFSOMSTANDIGHEDEN

AANTAL CYCLI PER UUR N[-]: 9.00E+03
 CYCLUSOPZETHOEK NOK IN GRADEN Bm[°]: 7.20E+01
 VOLGVEER, VEERLOOS, AANSLAG, AFTILLEN ? 1,2,3 OF 4: 1.00E+00
 ASYNCHROON VOLLASTMOTORTOERENTAL . . . N1[0mw/min]: 1.38E+03
 MIN. TOELAATBAAR PIEKLASTTOERENTAL . . N2[0mw/min]: 1.30E+03
 GESCHAT RENDEMENT MECHANISME IN % Ne[%]: 8.00E+01

BEREKENINGSRESULTATEN

MAXIMUM NOMINALE SCHEVESINUSVERSNELLING . . An[m/s²]: 1.28E+01
 MAXIMUM NOKHELLING OF MAXIMUM I-NOK . . . [m/rad]: 1.32E-02
 OPZETTIJD Tm[s]: 8.00E-02
 LAAGSTE EIGENFREQUENTIE Fe[Hz]: 3.21E+02
 EIGENTRILLINGSTIJD/OPZETTIJD Tau[-]: 3.89E-02
 STIJFHEIDSFACOR AANDRIJVING Fa[-]: 1.11E-01
 RELATIEVE PLAATSONNAUWKEURIGHEID TGV. OPZET . Uo[-]: 1.88E-05

PLAATSONNAUWKEURIGHEID AAN UITGANG TGV. OPZET Uu[mm]: ~~2.44E-04~~ 2,44E-04 C4
MAXIMUM VERSNELLING AAN DE UITGANG Am[m/s²]: 1.66E+01
VOLGVEERKRACHT 1.5* NOM. KRACHT OP UITGANG . . . Vo[N]: 1.84E+00
MAX. NOKROLKRACHT OP NOK INCLUSIEF VOLGVEER . . Fn[N]: 4.85E+00
D-NOKROL GEWELFD OP NODUL. PERL. GIJ. N1011 . Dn[mm]: 5.33E+00
D-NOKROL GEWELFD OP GEHARD STAAL N1149 . Dh[mm]: 4.63E-01
MAXIMUM NOKASKOPPEL Tn[Nm]: 5.61E-02
NOMINAAL PIEKVERMOGEN INCLUSIEF VOLGVEER . . Pv[Watt]: 1.04E+00
MOTORVERMOGEN VOOR HET DYNAMISCH GEDRAG . . Pn[Watt]: 7.32E-01

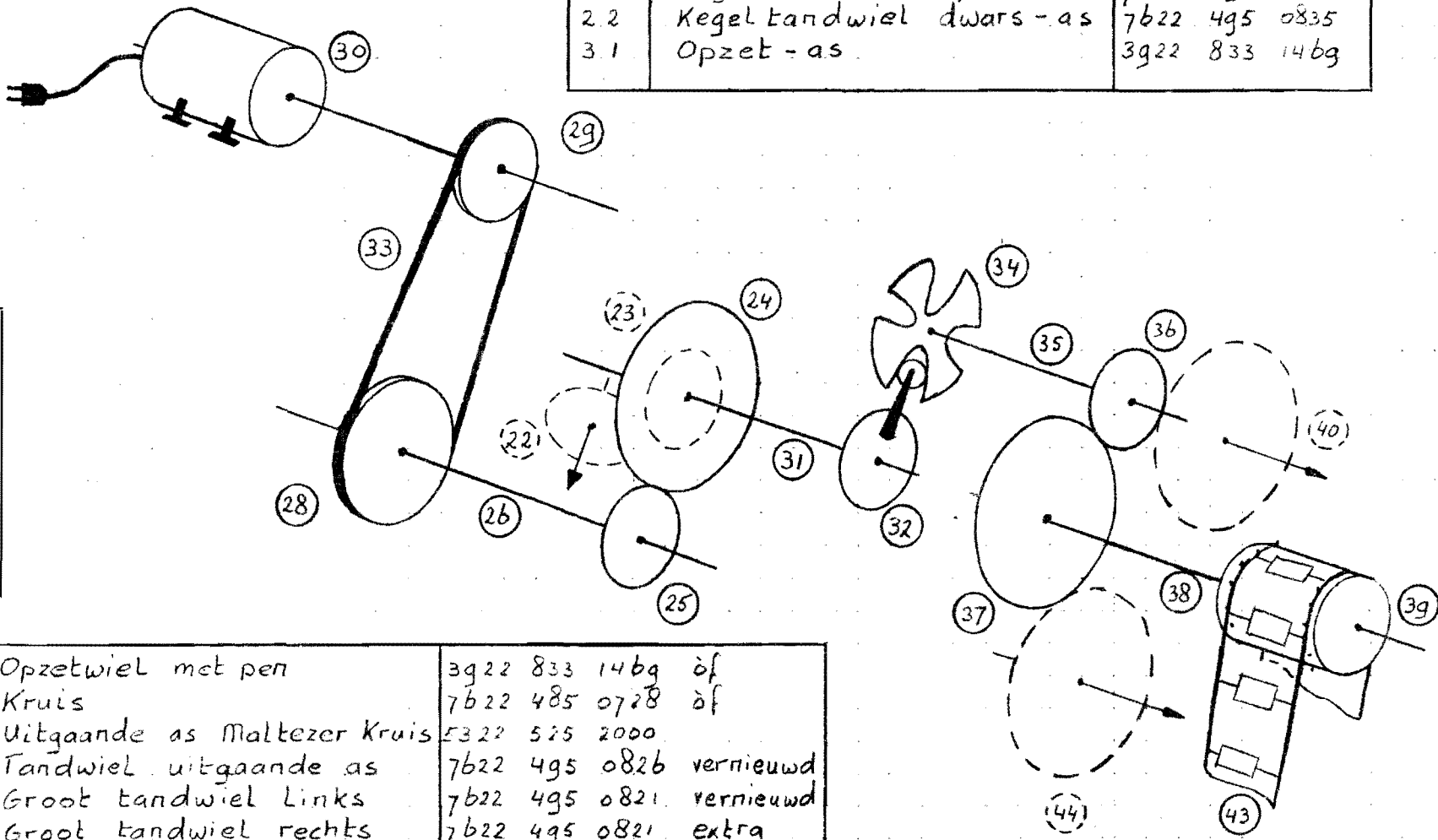
INVOER BEDRIJFSOMSTANDIGHEDEN

AANTAL CYCLI PER UUR N[-]: 9000
CYCLUSOPZETHOEK NOK IN GRADEN Bm[o]: 54
VOLGVEER, VEERLOOS, AANSLAG, AFTILLEN ? 1,2,3 OF 4: 1
ASYNCHROON VOLLASTMOTORTOERENTAL N1[Om/min]: 1380
MIN. TOELAATBAAR PIEKLASTTOERENTAL N2[Om/min]: 1300
GESCHAT RENDEMENT MECHANISME IN % Ne[%]: 80

BEREKENINGSRESULTATEN

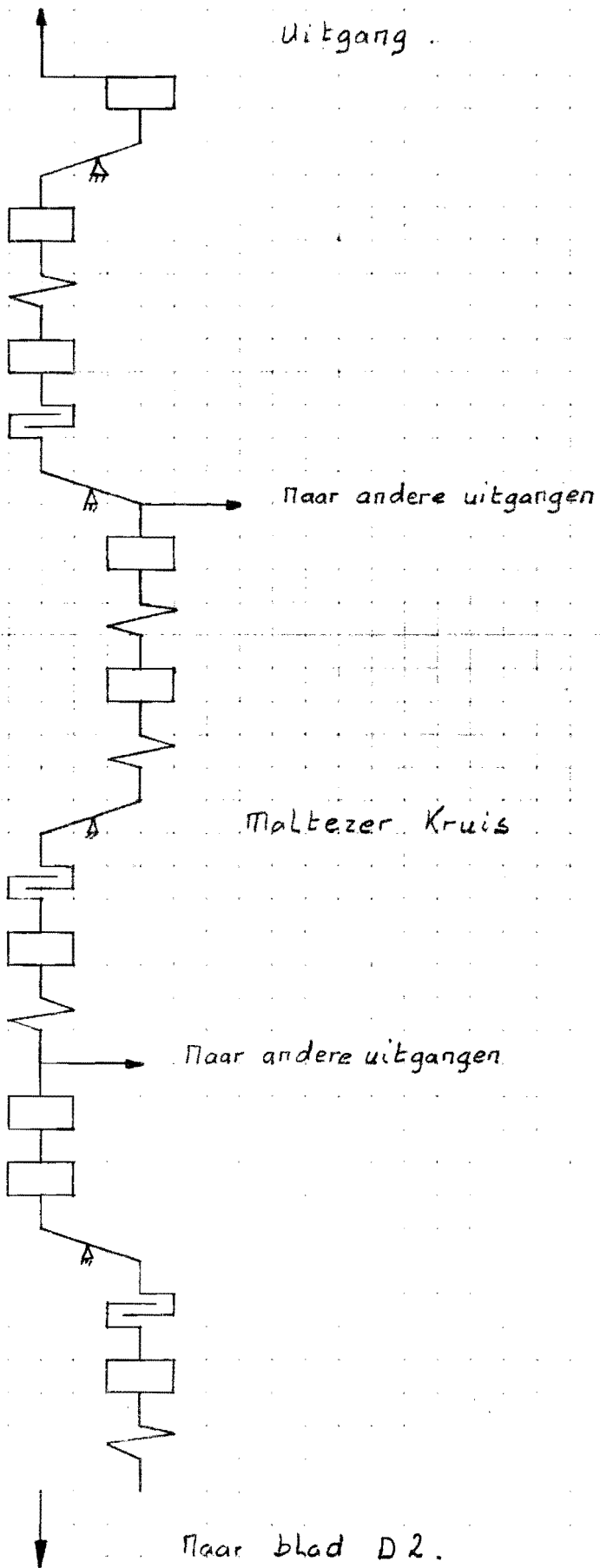
MAXIMUM NOMINALE SCHEVESINUSVERSNELLING . . An[m/s²]: 2.27E+01
MAXIMUM NOKHELLING OF MAXIMUM I-NOK [m/rad]: 1.76E-02
OPZETTIJD Tm[s]: 6.00E-02
LAAGSTE EIGENFREQUENTIE Fe[Hz]: 3.21E+02
EIGENTRILLINGSTIJD/OPZETTIJD Tau[-]: 5.18E-02
STIJFHEIDSFACOR AANDRIJVING Fa[-]: 1.97E-01
RELATIEVE PLAATSONNAUWKEURIGHEID TGV. OPZET . . Uo[-]: 4.45E-05
PLAATSONNAUWKEURIGHEID AAN UITGANG TGV. OPZET Uu[mm]: ~~2.44E-04~~ 5,79 E - 04
MAXIMUM VERSNELLING AAN DE UITGANG Am[m/s²]: 2.95E+01
VOLGVEERKRACHT 1.5* NOM. KRACHT OP UITGANG . . . Vo[N]: 3.28E+00
MAX. NOKROLKRACHT OP NOK INCLUSIEF VOLGVEER . . Fn[N]: 8.66E+00
D-NOKROL GEWELFD OP NODUL. PERL. GIJ. N1011 . Dn[mm]: 8.32E+00
D-NOKROL GEWELFD OP GEHARD STAAL N1149 . Dh[mm]: 7.12E-01
MAXIMUM NOKASKOPPEL Tn[Nm]: 1.57E-01
NOMINAAL PIEKVERMOGEN INCLUSIEF VOLGVEER . . Pv[Watt]: 2.46E+00
MOTORVERMOGEN VOOR HET DYNAMISCH GEDRAG . . Pn[Watt]: 1.65E+00

30	Electromotor	2422	104	06101
29	Poelie as motor	KM	100	S
33	V-riem	2622	855	14005
28	Poelie ingaande as	7622	495	0875
26	Ingaande as	7622	495	0822
25	Tandwiel ingaande as	7622	495	0823
24	Tandwiel opzet - as	7622	495	0810
23	Kegel tandwiel opzet - as	7622	495	0827
22	Kegel tandwiel dwars - as	7622	495	0835
31	Opzet - as	3922	833	1469

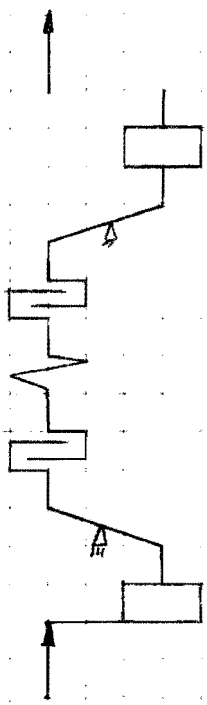


Bylage 3.3

32	Opzetwiel met pen	3922	833	1469	of
34	Kruis	7622	485	0728	of
35	Uitgaande as Maltezer Kruis	5322	525	2000	
36	Tandwiel uitgaande as	7622	495	0826	vernieuwd
37	Groot tandwiel Links	7622	495	0821	vernieuwd
40	Groot tandwiel rechts	7622	495	0821	extra
44	Tandwiel extra geleiderol	7622	495	0821	extra
38	As geleiderol Links	7622	495	0832	
39	Geleiderol Links	7622	495	0672	verjongd
43	Band met producten				



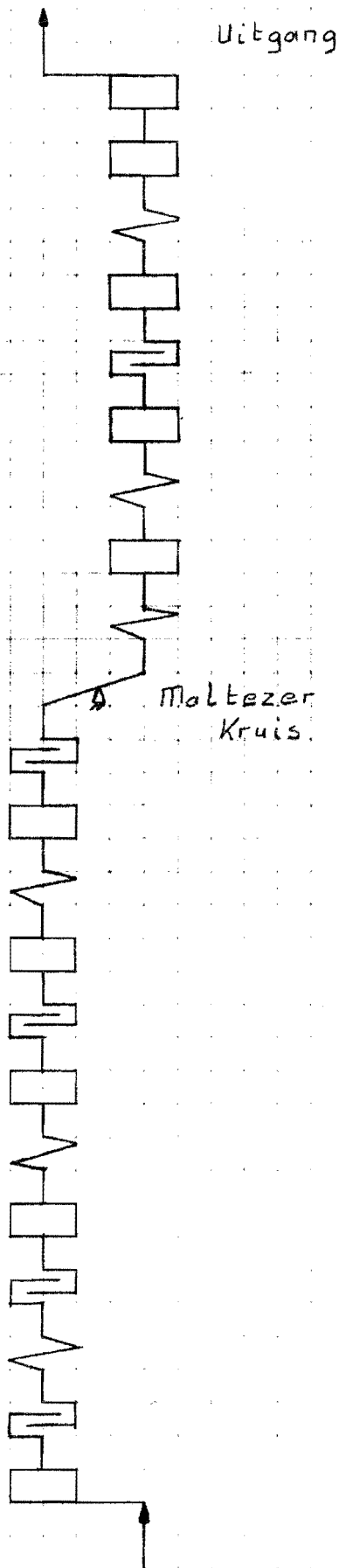
K_u		m
m_{43}	0,11	kg
L_a	$4,08 \cdot 10^{-2}$	$m \cdot rad^{-1}$
J_{39}	$5,24 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$
K_{38}	$1,41 \cdot 10^4$	$Nm \cdot rad^{-1}$
J_{37}	$1,81 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$
$\epsilon_{36,37}$	$7,14 \cdot 10^{-4}$	rad
L_b	0,5	-
J_{36}	$1,48 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$
K_{35}	$0,61 \cdot 10^3$	$Nm \cdot rad^{-1}$
J_{34}	$7,72 \cdot 10^{-6}$	$kg \cdot m^2$
K_{34}	$5,19 \cdot 10^2$	$Nm \cdot rad^{-1}$
L_c		-
$\epsilon_{32,34}$	$7,69 \cdot 10^{-5}$	rad
J_{32}		$kg \cdot m^2$
K_{31}	$4,82 \cdot 10^4$	Nm / rad
J_{23}		
J_{24}		$kg \cdot m^2$
L_{14}	0,19	-
$\epsilon_{24,25}$	$1,38 \cdot 10^{-3}$	rad
J_{25}		$kg \cdot m^2$
K_{26}	$2,51 \cdot 10^3$	$Nm \cdot rad^{-1}$



Naar blad D1

Engang

J_{28}		kg m^2
L_{15}	16,1	rad m^{-1}
$E_{28,33}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	m
C_{33}	$2,0 \cdot 10^4$	Nm^{-1}
$E_{33,29}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	m
L_{16}	$3,8 \cdot 10^{-2}$	mrad^{-1}
J_{29}		kg m^2
φ_i		rad



x_u		m
m_{43}	0,11	kg
f_{39} / i_a^2	$3,15 \cdot 10^{-1}$	kg
K_{38} / i_a^2	$8,47 \cdot 10^6$	$N \cdot m^{-1}$
f_{37} / i_a^2	$1,09 \cdot 10^{-1}$	kg
$E_{36,37} \cdot l_a$	$2,9 \cdot 10^{-5}$	m
$f_{36} / (i_a^2 \cdot i_b^2)$	$3,56 \cdot 10^{-1}$	kg
$K_{35} / (l_a^2 \cdot l_b^2)$	$1,47 \cdot 10^6$	$N \cdot m^{-1}$
$f_{34} / (l_a^2 \cdot l_b^2)$	$1,86 \cdot 10^{-2}$	kg
$K_{34} / (l_a^2 \cdot l_b^2)$	$1,25 \cdot 10^6$	$N \cdot m^{-1}$
L_c		-
$E_{32,34} \cdot l_a \cdot l_b$	$1,57 \cdot 10^{-6}$	m
$f_{32} / (l_a^2 \cdot l_b^2)$		kg
$K_{31} / (l_a^2 \cdot l_b^2)$	$1,16 \cdot 10^8$	$N \cdot m^{-1}$
$(f_{23} + f_{24}) / (l_a^2 \cdot l_b^2)$		kg
$E_{24,25} \cdot l_a \cdot l_b \cdot l_{14}$	$5,35 \cdot 10^{-6}$	m
$f_{25} / (l_a^2 \cdot l_b^2 \cdot l_{14}^2)$		kg
$K_{26} / (l_a^2 \cdot l_b^2 \cdot l_{14}^2)$	$1,17 \cdot 10^8$	$N \cdot m^{-1}$
$f_{28} / (l_a^2 \cdot l_b^2 \cdot l_{14}^2)$		kg
$E_{28,33} \cdot l_a \cdot l_b \cdot l_{14} \cdot l_{15}$	$3,12 \cdot 10^{-5}$	m
$C_{33} / (l_a^2 \cdot l_b^2 \cdot l_{14}^2 \cdot l_{15}^2)$	$5,14 \cdot 10^6$	$N \cdot m^{-1}$
$E_{33,29} \cdot l_a \cdot l_b \cdot l_{14} \cdot l_{15}$	$3,12 \cdot 10^{-5}$	m
$f_{29} / (l_a^2 \cdot l_b^2 \cdot l_{14}^2 \cdot l_{15}^2 \cdot l_{16}^2)$		kg
$\varphi_c \cdot l_a \cdot l_b \cdot l_{14} \cdot l_{15} \cdot l_{16}$		m

punt 5

$$c_c = 6,26 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-1}$$

$$m_{43} + \sqrt{39/1a^2} = 0,425 \text{ kg}$$

$$m_{rest} = 0,484 \text{ kg} \quad m_{rest} < 3(m + \sqrt{39/1a^2})$$

$$m_1 = m_{43} + \sqrt{39/1a^2} = 0,425 \text{ kg}$$

$$m_{eq} = 0,829 \text{ kg} \quad 1,25 \cdot m_1 = 0,531 \text{ kg}$$

$m_{eq} > 1,25 \cdot m_1$ Berekening wordt onbetrouwbaar.

De massa's 36 en 37 (tandwielen) zijn in verhouding tot de massa 39 (geleiderol) te groot. Hierdoor gaat de veronderstelling dat de massa aan het vrije uiteinde zo groot is dat de trilvorm ten naaste bij gelijkvormig is aan de statische uitbuigvorm bij statische belasting aan het vrije uiteinde niet op.

Maar de stijfheid van de as (k_{38}) is zo groot dat we de massa's 36, 37, 39 en 43 als de eindmassa kunnen beschouwen en daarvan de plaats onnauwkeurigheid kunnen bepalen. We beginnen dus opnieuw.

punt 5

$$c_c = 6,76 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-1}$$

$$m_E = 0,890 \text{ kg}$$

$$m_R = 0,019 \text{ kg}$$

$$m_{36} + m_{37} + m_{39} + m_{43}$$

$$m_{34}$$

$3m_E > m_R$ In orde.

$$m_{eq} = 0,895 \text{ kg}$$

$1,25 m_E > m_{eq}$ In orde.

$$T_e = 7,23 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

punt 6

$$i = 0,5 \text{ [-]} = 66$$

punt 7

$$h_m' = 32 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$h_m = 64 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

punt 8

18.000 producten per uur. = producten/cyclus

$$\omega = 15,7 \text{ rad s}^{-1}$$

$$\beta_m = 90^\circ$$

$$t_m = 0,10 \text{ s}$$

punt 9 $\tau = 0,072 \quad [-]$

punt 10 $K' = 4,78 \cdot 10^6 \quad \text{Nm}^{-1}$

$F_0 = 0,14$

De waarde van F_0 is zo klein, dat we de invloed ervan op de plaatsonnauwkeurigheid verwaarlozen.

Berekening m.b.v. grafieken (Manier 1)

Uit de grafieken op blad R3, criterium 1, schatten we dat het toerental van het Maltezer Kruis 6,0 % moet bedragen van het toerental van de scheve sinus om dezelfde uitwijking te krijgen.

(Uit hoofdstuk 2 komt M.K.: $B_b = 180$, $B_m = -118,5$)

We moeten dus het toerental met $\frac{100}{60}$ opvoeren en dan de plaatsonnauwkeurigheid in de grafiek van de scheve sinus aflezen.

$t_m' = \frac{60}{100} t_m = 0,6 \quad \text{s}$

$\tau = 0,121 \quad [-]$ Dit geeft $u_0 = 5 \cdot 10^{-4} \quad [-]$

Met dit getal vervolgen we de geprogrammeerde instructie.

punt 12 $u_0 = 1,6 \cdot 10^{-5} \quad \text{m}$

punt 13 $u_0 < \bar{u}$

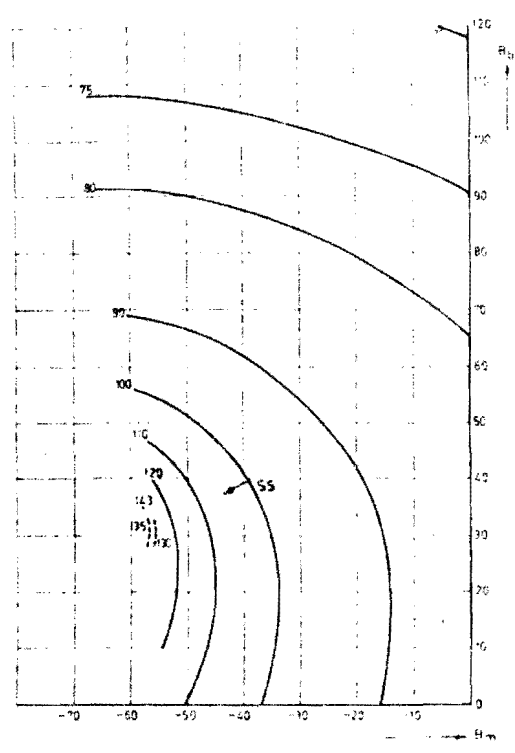
punt 18 $s_{\text{max}} = 3,84 \cdot 10^{-5} \quad \text{m}$

punt 19 $s = 3,08 \cdot 10^{-2} \quad [-]$

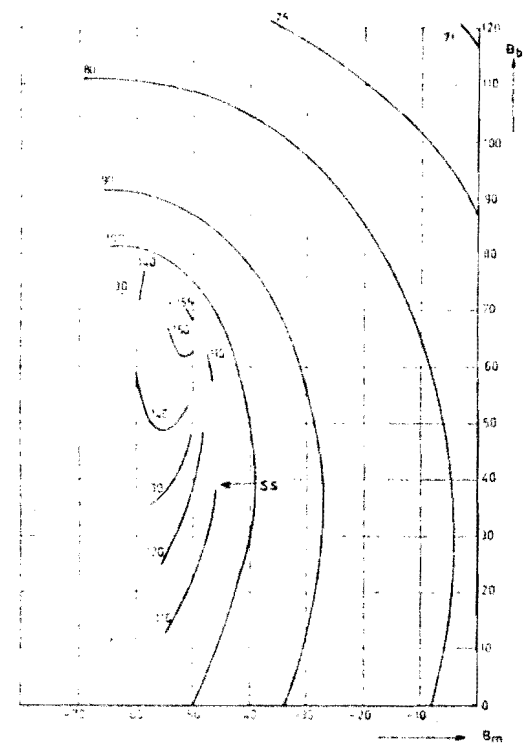
Uit de grafieken op blad R4, criterium 2a, schatten we dat de relatieve speling van het Maltezer Kruis 11,0 % moet bedragen van de relatieve speling van de scheve sinus om dezelfde rotsnelheid te krijgen.

We kunnen dus de relatieve speling met $\frac{100}{11,0}$ verminderen en dan de τ_c in de grafiek van de scheve sinus aflezen.

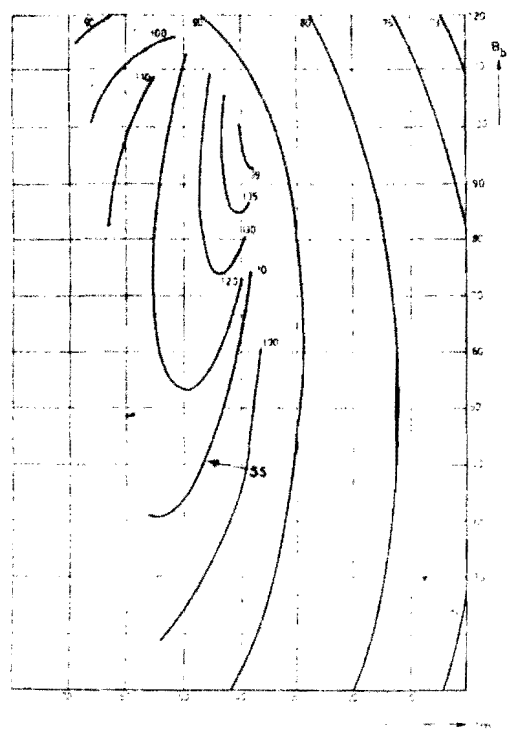
punt 20 $s = 2,80 \cdot 10^{-3}$, $\tau_c = 0,12$



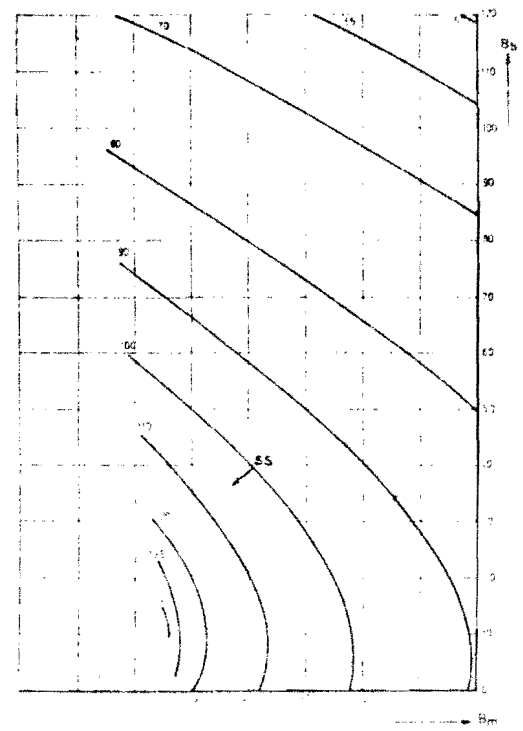
Afbeelding 19-9
 Criterium 1 ($\tau = 0,2$)
 Relatief toerental bij zelfde resttrilling u_0/h_m en zelfde eigentrillingstijd T.



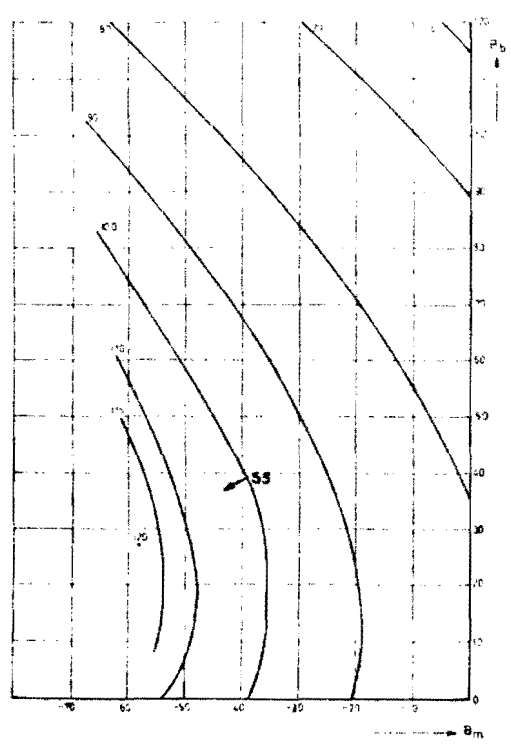
Afbeelding 19-10
 Criterium 1 ($\tau = 0,3$)
 Relatief toerental bij zelfde resttrilling u_0/h_m en zelfde eigentrillingstijd T.



Afbeelding 19-11
 Criterium 1 ($\tau = 0,4$)
 Relatief toerental bij zelfde resttrilling u_0/h_m en zelfde eigentrillingstijd T.



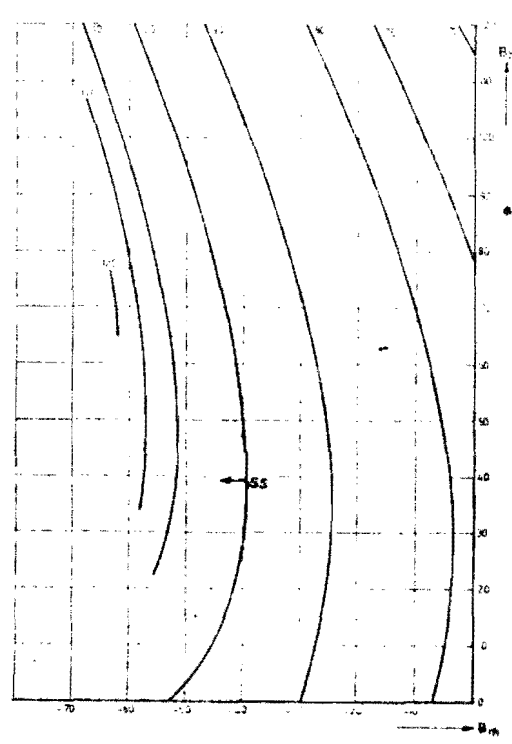
Afbeelding 19-12
 Criterium 2a: $(\frac{s}{h_m})_{\text{begin}} = \frac{1}{16}x$
 Relatieve beginspelning bij zelfde stoot.



Afbeelding 19-13

Criterium 2a: $(\frac{s}{h_m})_{\text{begin}} = \frac{10}{4} / 0$

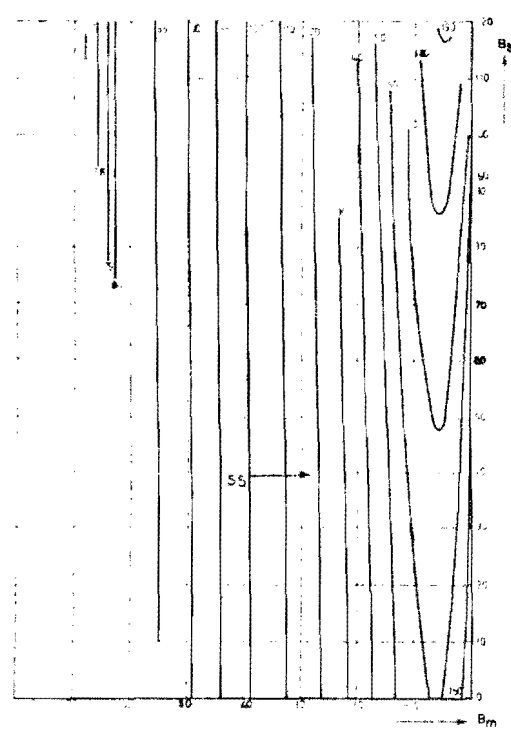
Relatieve beginspeling bij zelfde stoot.



Afbeelding 19-14

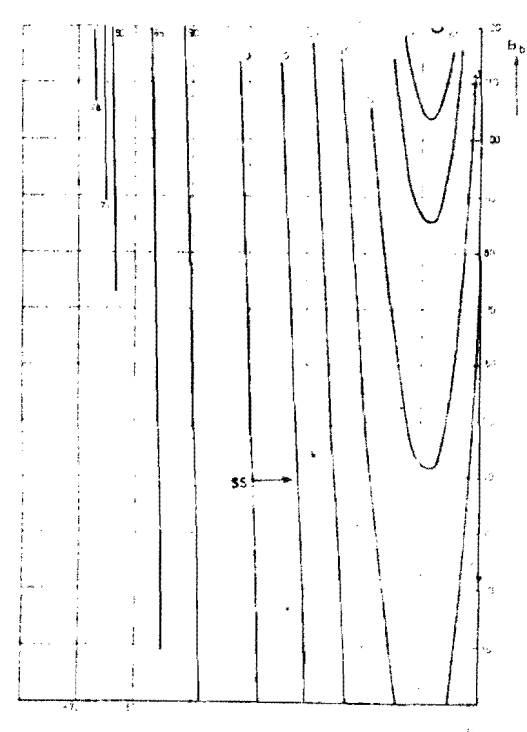
Criterium 2a: $(\frac{s}{h_m})_{\text{begin}} = 10 / 0$

Relatieve beginspeling bij zelfde stoot.



Afbeelding 19-15

Criterium 2b: $(\frac{s}{h_m})_{\text{midden}} = \frac{1}{4} 0 / 0$



Afbeelding 19-16

Criterium 2b: $(\frac{s}{h_m})_{\text{midden}} = 10 / 0$

punt 21 $u_{sn} = 4,42 \cdot 10^{-5} \text{ m.}$

punt 22 $u = 6,02 \cdot 10^{-5} \text{ m.}$

Resultaat berekening m.b.v. grafieken. $u = 0,060 \text{ mm.}$

Berekening m.b.v. computer programma SIMU (Manier 2)

De resultaten van de computer berekeningen staan op de bladzijden C1 t/m C4. Er zijn 2 berekeningen gedaan, die onderling verschillen in de waarde van de dempingscoëfficiënt.

Rekenen we met een dempingscoëfficiënt van 0% dan krijgen we $u = 0,070 \text{ mm.}$ Deze waarde kunnen we vergelijken met het resultaat verkregen m.b.v. grafieken. Dit geeft een verschil van 19%. Dit kan verklaard worden door de onnauwkeurigheden die optreden tijdens het aflezen (+ schatten) uit de diverse grafieken.

Het resultaat bij een dempingscoëfficiënt van 5%, volgens het programma een realistische waarde, is $u = 0,035 \text{ mm.}$ (C1)

Resultaat computer berekening $Q = 0\%$ $u = 0,070 \text{ mm.}$

$Q = 5\%$ $u = 0,035 \text{ mm.}$

SIMULATIE VAN EEN 9e GRAADS POLYNOMOPZETFUNKTIE OP EEN MASSA-VEERSYSTEEM

Naam: LASAUTOMAT: MOTOR-GELEIDEROL

Datum: 30-10-1984

De ingevoerde waarden:

Het model type	=	3
De opzettijd	tm =	100.000E-03 s
De slag aan de uitgang	hm' =	32.000E-03 m
De slag op de nok	hm =	64.000E-03 m
De opzethoek op de nok	betam =	90.000E+00 graden
De volgerspeling aan de uitgang	sr =	29.100E-06 m
De speling in de aandrijving (gereduceerd) st' =		851.000E-06 rad
De totale massa (gereduceerd)	mtot =	909.000E-03 kg
De equivalente massa	meq =	985.000E-03 kg
De constante volgerstijfheid	cc =	676.000E+03 N/m
De aandrijfstijfheid (gereduceerd)	k' =	7.940E+03 Nm/rad
De kleinste volgveerkracht (uitgang)	fo' =	0.000E+00 N
De volgveerstijfheid (uitgang)	cv' =	0.000E+00 N/m

De dimensieloze kentallen:

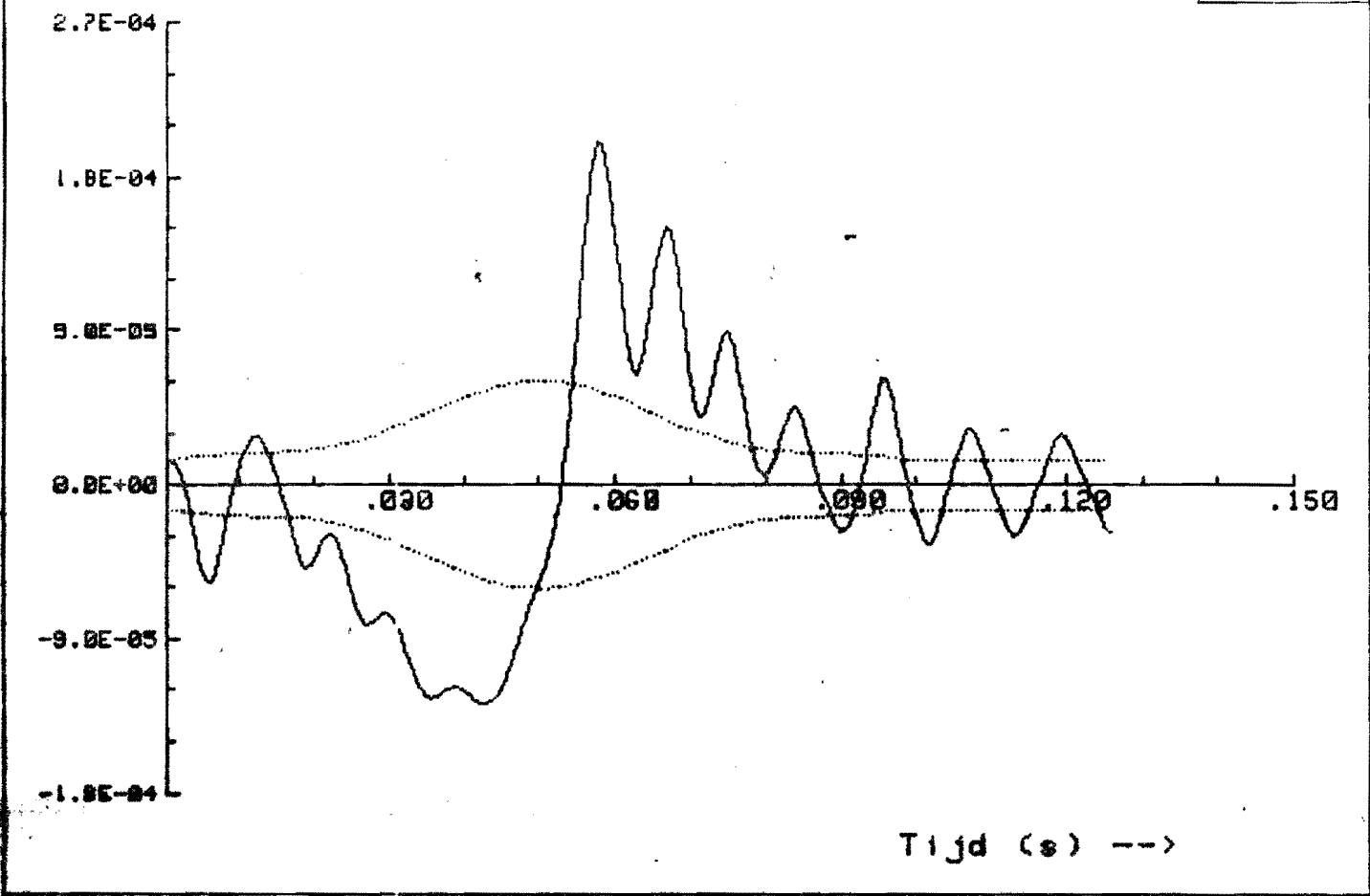
De nokfunctie	BB =	180.000E+00
De nokfunctie	BM =	-118.500E+00
De dempingscoefficient	Q =	5.000E+00 %
De dimensieloze opzettijd	Tau =	75.845E-03
De aandrijfstijfheidsfactor	Fa =	141.334E-03
De dimensieloze volgersoeling	Sr =	909.375E-06
De dimensieloze aandrijfspeling	St =	1.084E-03
De volgveer voorspanfactor	Kf =	0.000E+00
De volgveer stijfheidsfactor	Kc =	0.000E+00

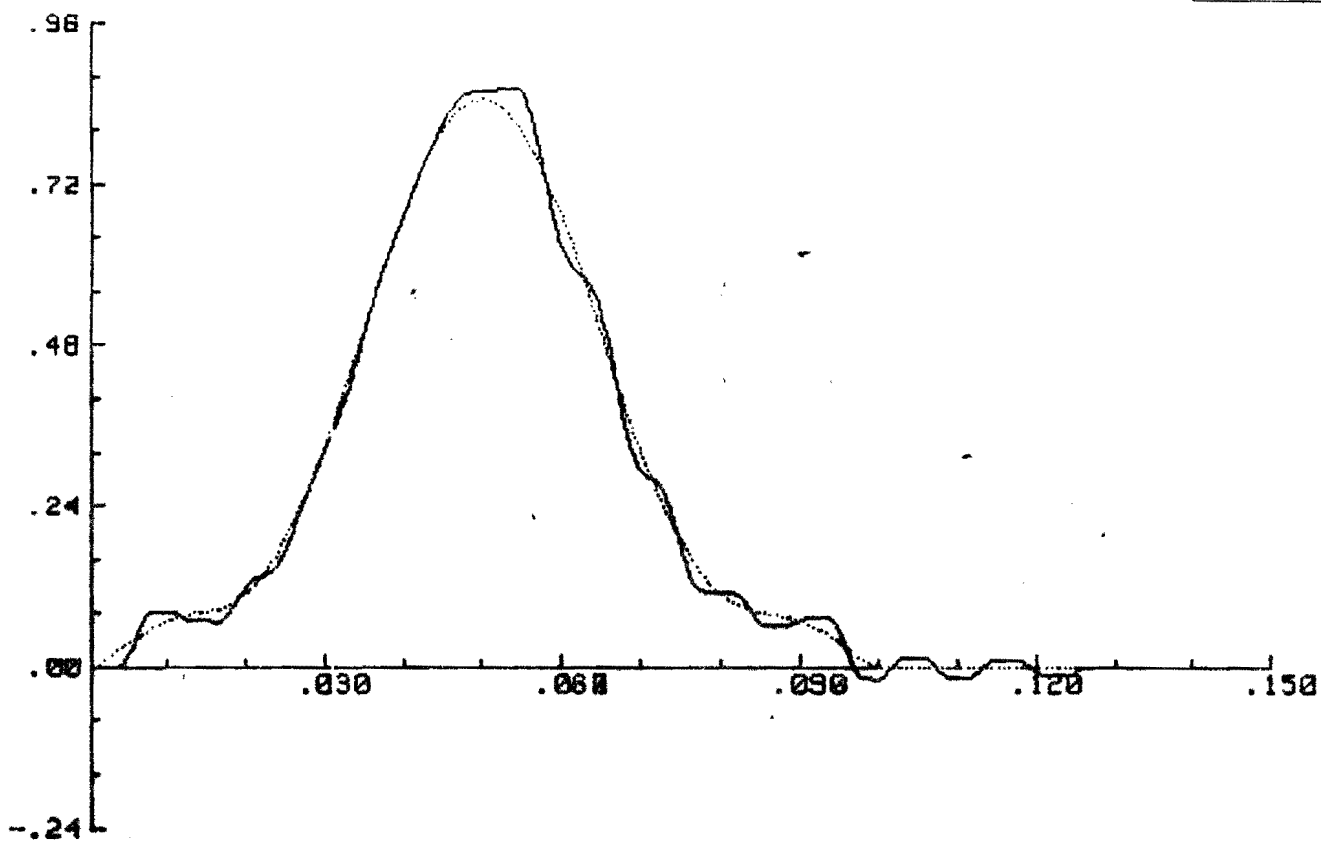
De berekende extrema voor de hele simulatie:

De minimale snelheid (uitgang)	Vmin =	-17.984E-03 m/s
De maximale snelheid (uitgang)	Vmax =	860.950E-03 m/s
De minimale versnelling (uitgang)	Amin =	-60.929E+00 m/s ²
De maximale versnelling (uitgang)	Amax =	42.564E+00 m/s ²
De minimale kracht	Fmin =	-28.644E+00 N
De maximale kracht	Fmax =	19.583E+00 N
Het minimale koppel in de nokkenas	Tmin =	-2.561E+00 Nm
Het maximale koppel in de nokkenas	Tmax =	1.243E+00 Nm

Na de opzet in rust:

De Plaatsonnauwkeurigheid aan de uitgang	U =	34.991E-06 m
--	-----	--------------

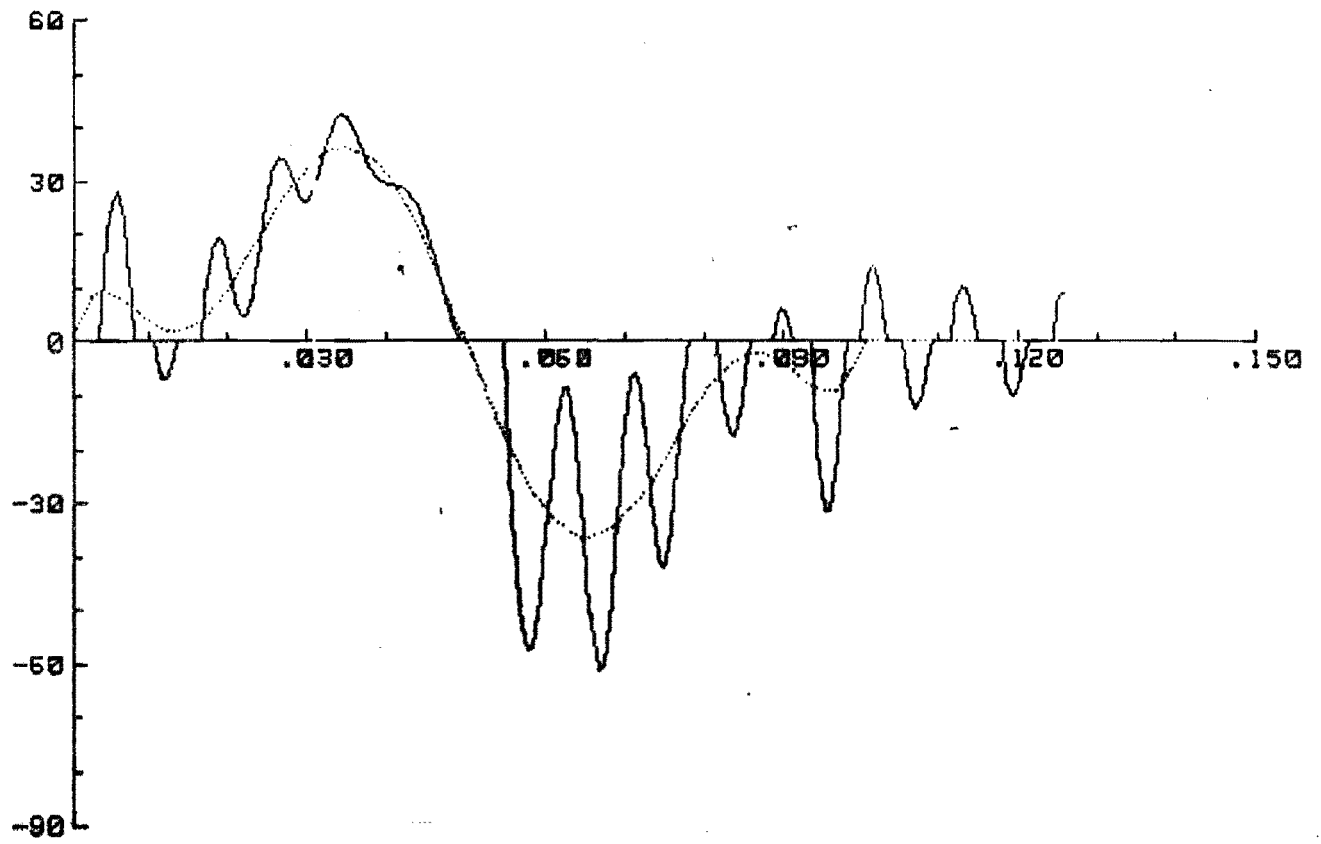




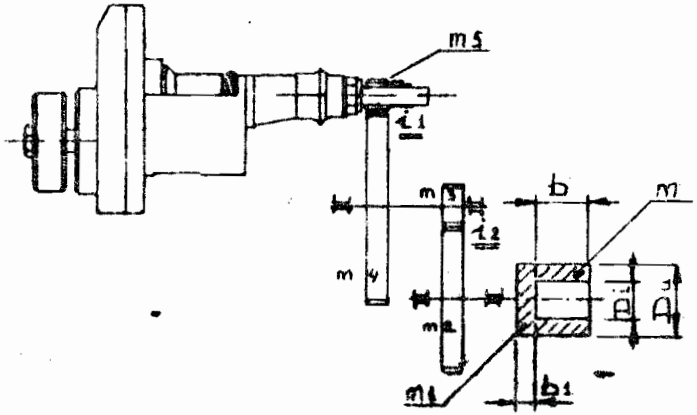
Tijd (s) -->

SIMU De versnelling van de eindmassa (m/s²)

C4



Tijd (s) -->



$J_g = \sum J_{red\ m} + J_{red\ m1} + J_{red\ m2} \text{ enz.}$
 $J_{red} = \frac{(D_u^4 - D_i^4) \cdot b \cdot s \cdot \rho}{100 \cdot i^2} [10^{-5} \text{ kg cm sec}^2]$

- D_u in Cm.
- D_i in Cm.
- b in Cm.
- s in kg/dm^3
- $i = 41:12$

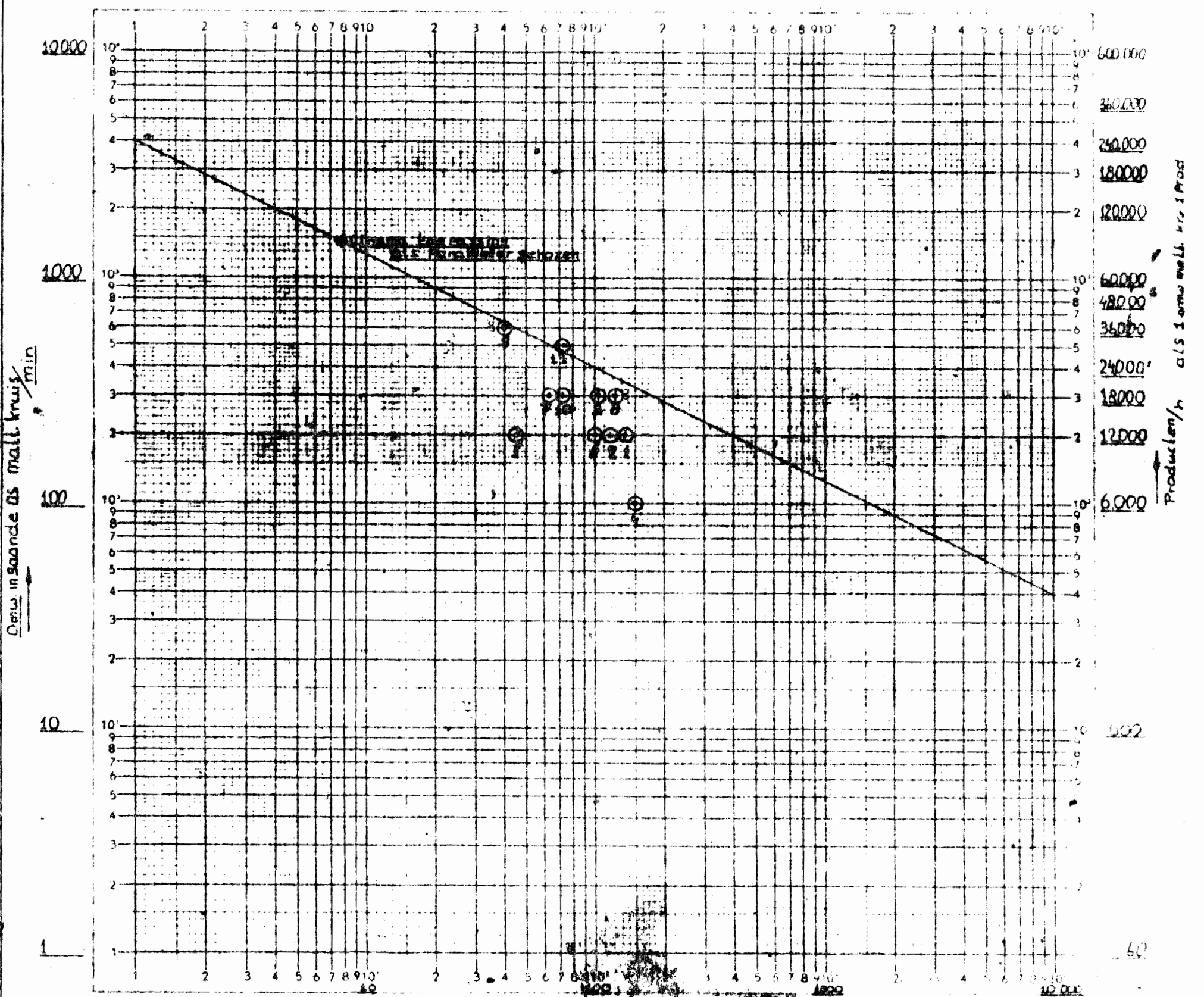
Ableiding
 gereduceerd massa traagheidsmoment $J_{red} = \frac{1}{2} m (R^2 + r^2)$
 $J_{red} = \frac{m(D_u^2 + D_i^2)}{8}$
 $m = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{\pi(D_u^2 - D_i^2) \cdot b \cdot s}{4} \rightarrow J_{red} = \frac{\pi(D_u^2 + D_i^2)(D_u^2 - D_i^2) b s \rho}{32 \cdot 2^2}$

$\frac{\rho \pi (D_u^2 - D_i^2) b s}{2^2 \cdot 4}$ als $\frac{\pi}{32} = \frac{\rho \pi}{32}$ → II
 stel $\rho = 10 \text{ m}^3/\text{sec}^2 = 1000 \text{ cm}^3/\text{sec}^2$ → III

Mit I-III volgt
 $J_{red} = \frac{(Cm^4 - Cm^4) \cdot Cm \cdot kg \cdot sec^2}{10 \cdot 1000 \cdot Cm^3 \cdot 1^2} = \frac{Cm^5 \cdot kg \cdot Sec^2}{10 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot Cm^3 \cdot 1^2} = \frac{Cm \cdot kg \cdot sec^2}{100 \cdot 10^6 \cdot 1^2}$

$J_{red} = \frac{(D_u^4 - D_i^4) \cdot b \cdot s \cdot \rho}{100 \cdot i^2} [10^{-5} \text{ kg cm sec}^2]$

No.	Benaming	Tempo	No.	Benaming	Tempo
1	meet out '69	12000	11	Corr. out '71	30000
2	Montage trommel	12000	12		
3	"	18000	13		
4	Snelen spreiden Platen out '69	12000	14		
5	Triller mont out '69	12000	15		
6	Zuishop mont out '69	12000	16		
7	Zuishop mont out '70	18000	17		
8	meet out Zonder sch. '70	18000	18		



N.V. Drukkerij 'Mercurius' Wormerveer No. 29 m Beide assen log vermenig 110° Eindh. 50 mm

massa traagheid J [10⁻⁵ kg cm sec²]

Figuur 2.3

Verklaring

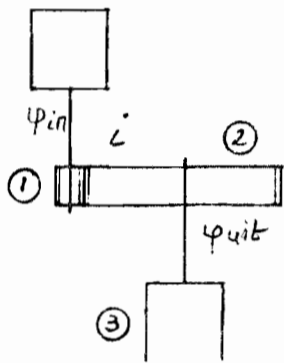
n is het aantal omwentelingen van de ingaande as van het Maltezer Kruis per minuut.
 γ is de naar de kruis-as gereduceerde massa traagheid in $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.

Toepassing

De begrenzingslijn in de grafiek is gebaseerd op de toepassing van het Maltezer Kruis in een filmprojector en stelt de lijn van konstant koppel voor.

De grafiek moet als volgt geïnterpreteerd worden: Krijgt men als berekeningsresultaat een combinatie van γ en w die boven de begrenzingslijn ligt, dan is er geen uitspraak te doen over de levensduur van het Maltezer Kruis.

Voorbeeld



Maltezer Kruis

Tandwielen

Geleiderol

$$\gamma = \gamma_{red1} + \gamma_{red2} + \gamma_{red3} = \gamma_1 + \frac{(\gamma_2 + \gamma_3)}{i^2}$$

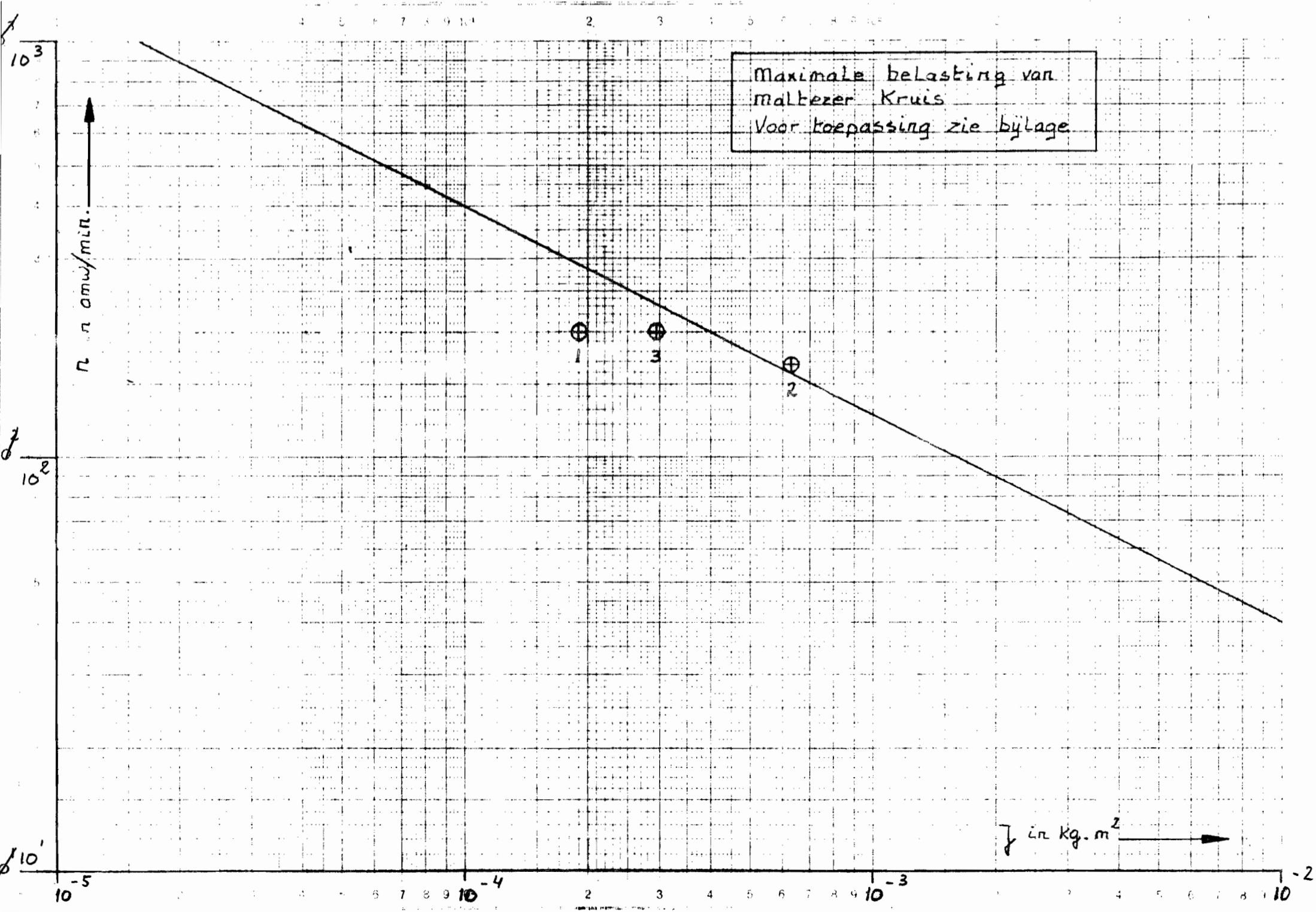
$$i = \frac{\varphi_{ingaande} \text{ as}}{\varphi_{uitgaande} \text{ as}}$$

No.	Benaming	Producten per uur
1	Lasautomaat - Poco	12.000
2	Lasautomaat - Poco versneld	20.000
3	Omhuilautomaat Poco	12.000
4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		
11		
12		
13		
14		

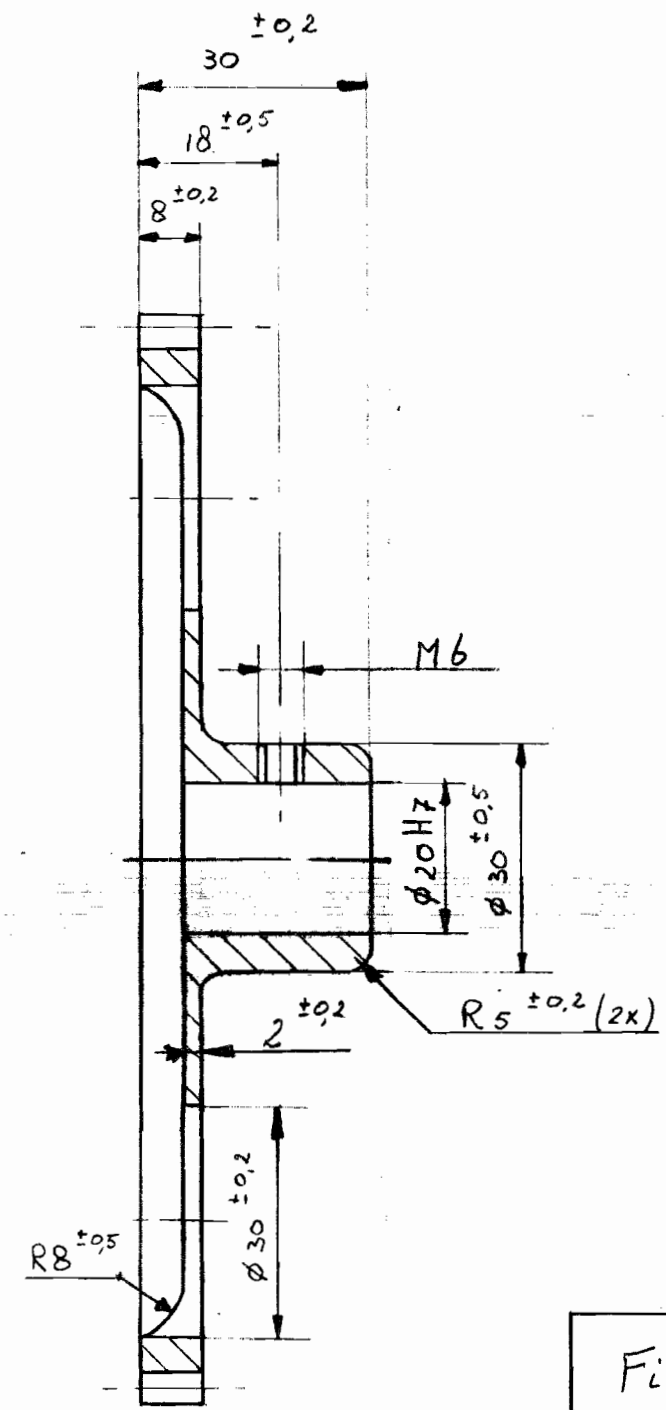
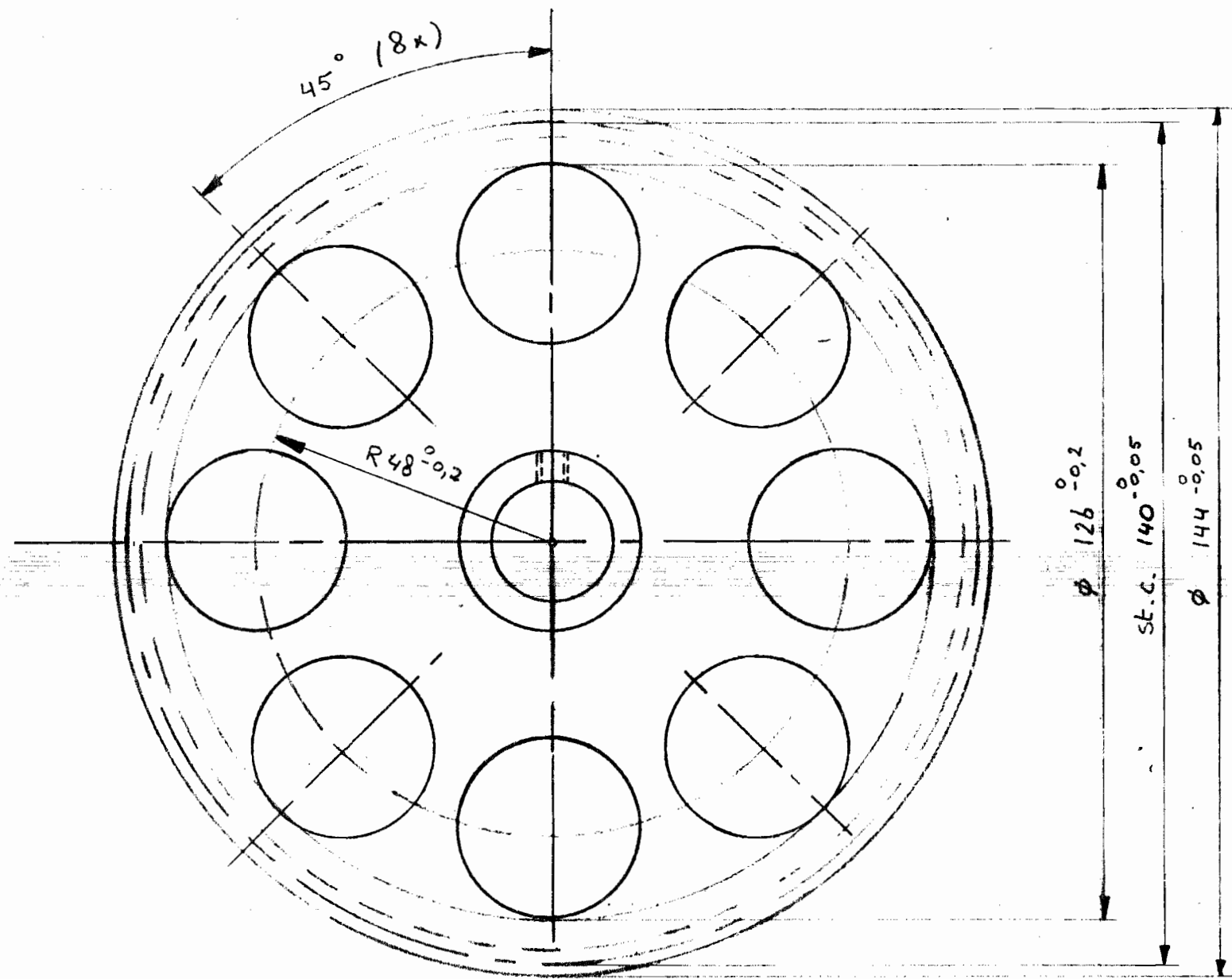
Figuur 2.5

Maltezer Kruis :

3922	833	1469	=
7622	485	0728	=
5322	525	2007	=
22	416	20	



Aantal tanden	70
Modulus	2,0
Tanddiepte	4,50

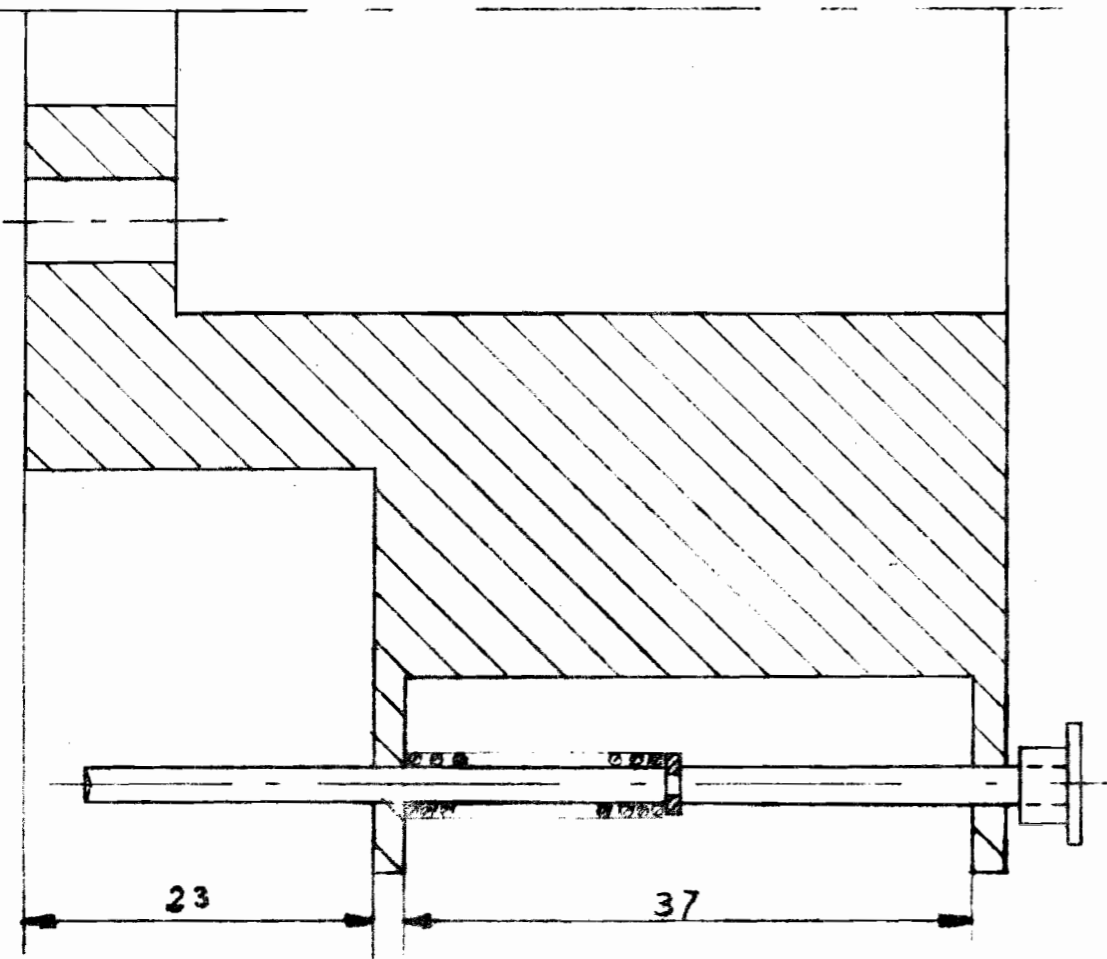
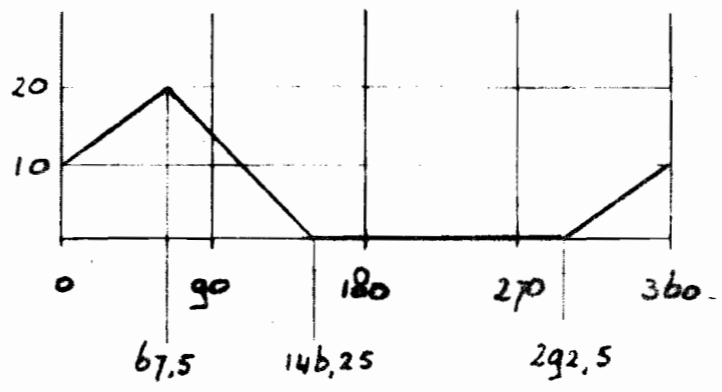


Figuur 2.7

Lasautomaat (1:1)
 Samenstelling 7622 495 07900
 Tandwiel 7622 495 X
 Hardw. pl extra fijn k 384 gezwart
 zou bij de versnelde machine in plaats
 komen van 7622 495 0812

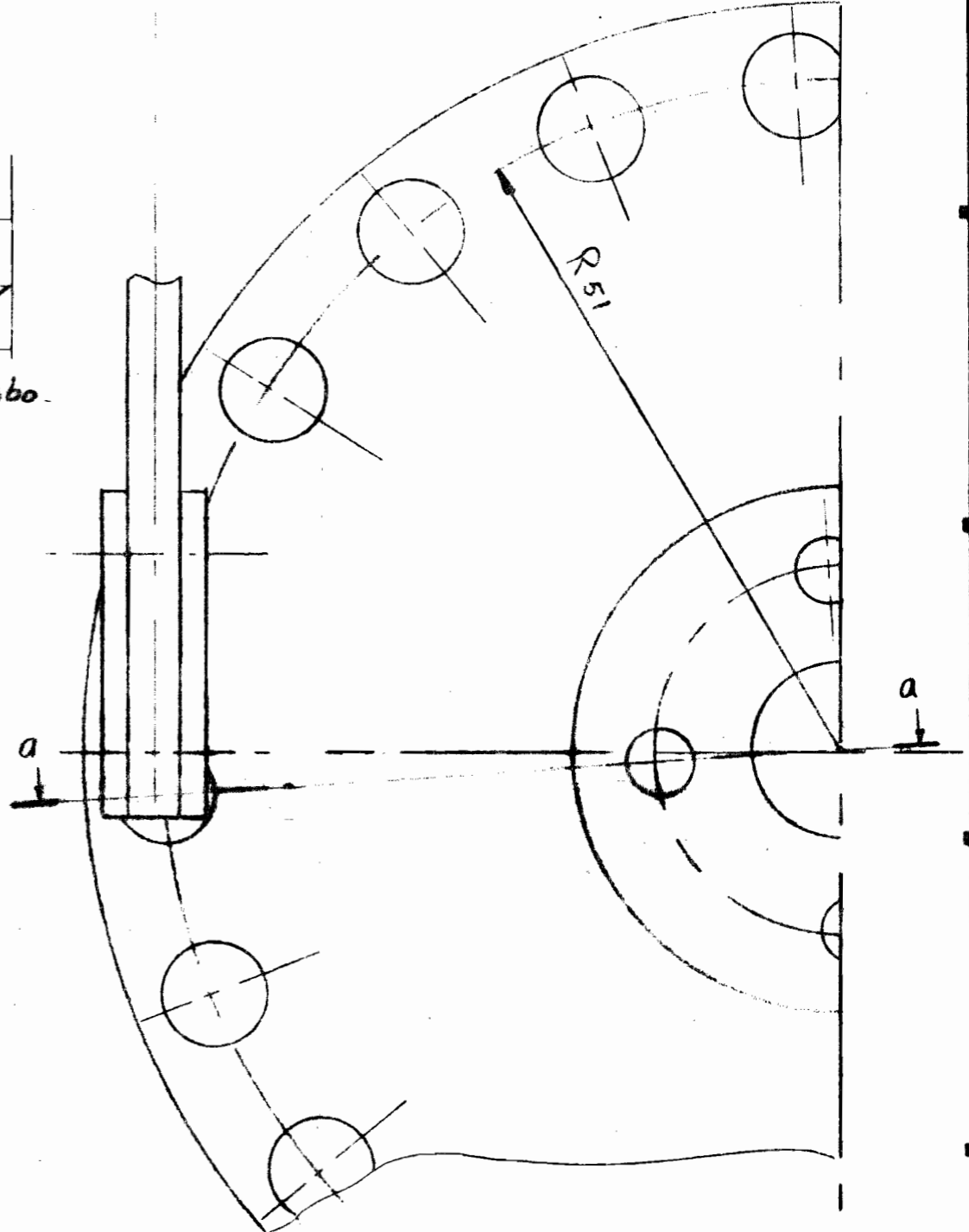
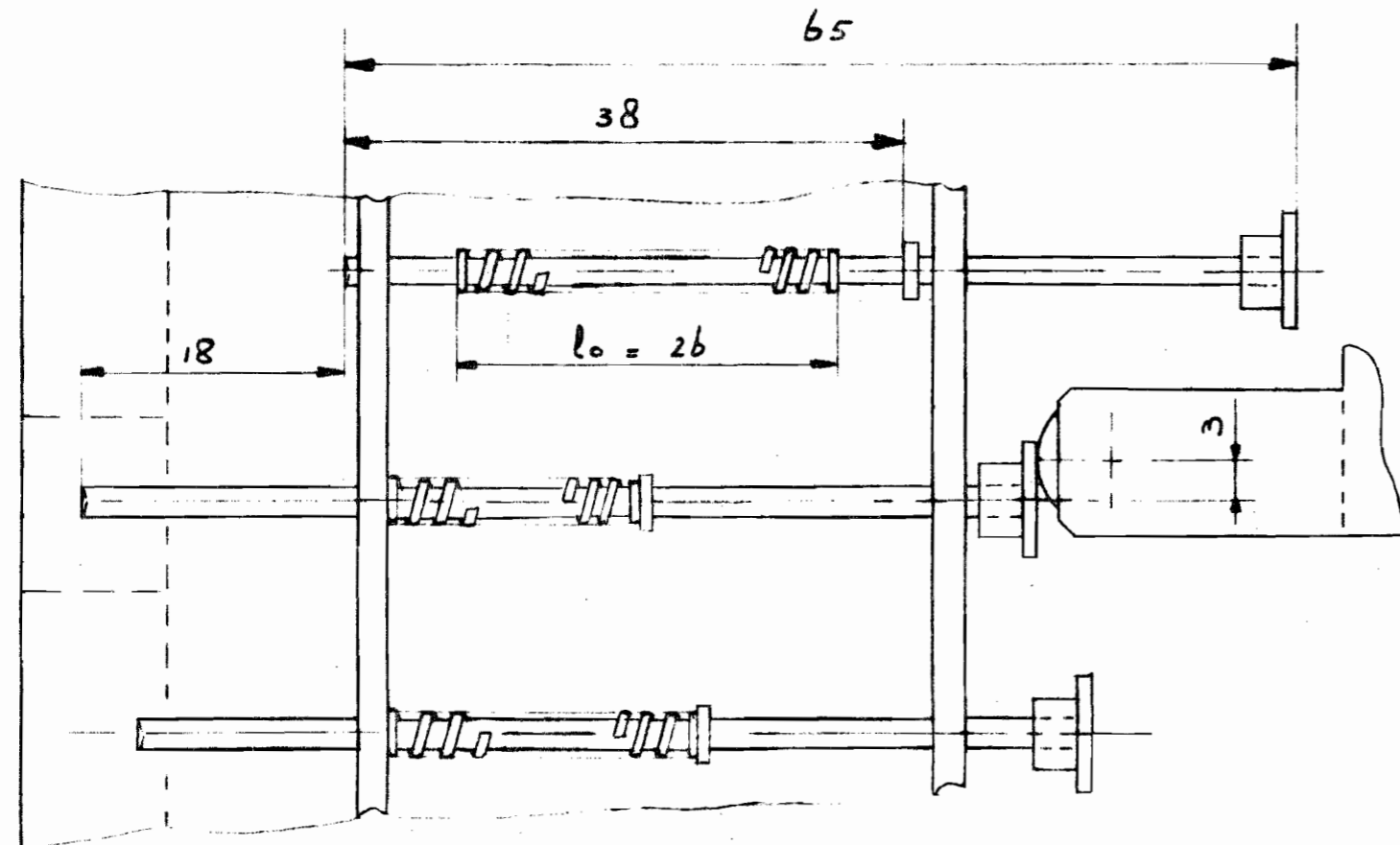
52
52

Weg - tyd diagram

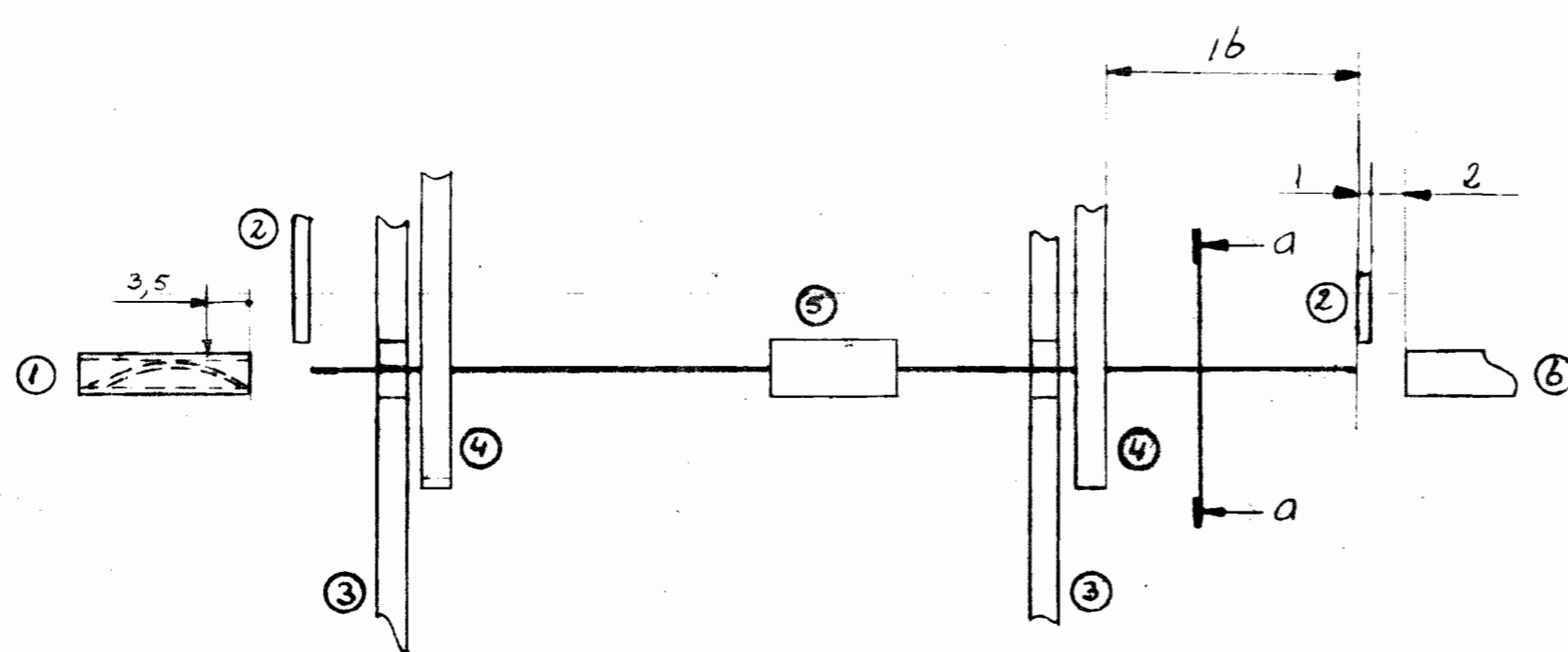


Doorsnede a-a

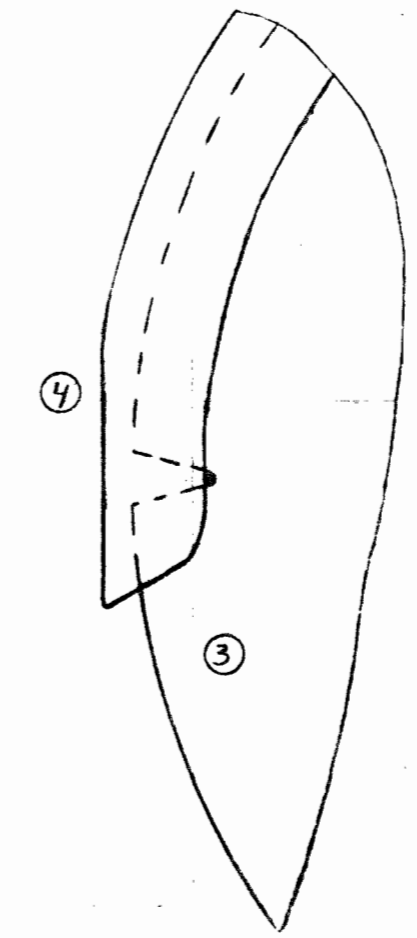
Linker zijaanzicht



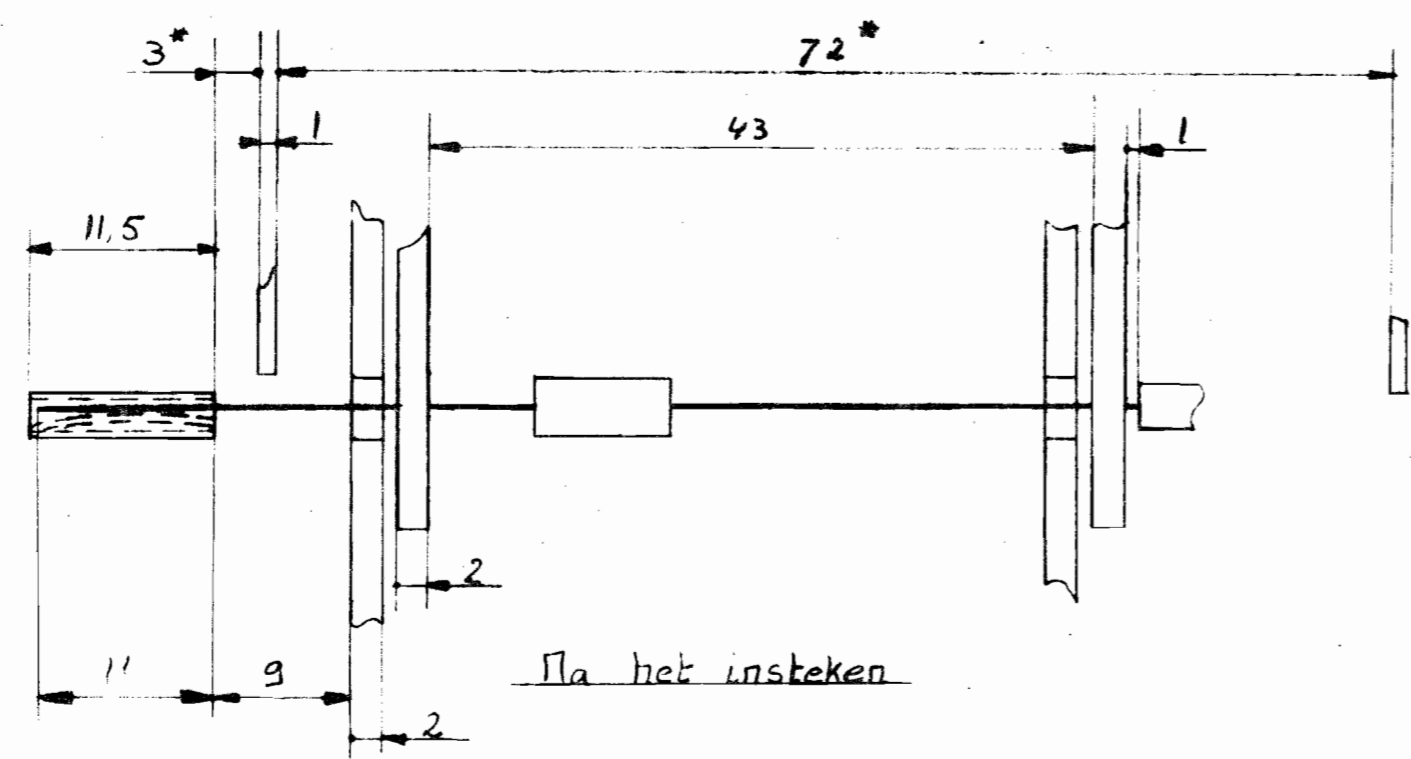
UN-D 28		TOLERANCES UNLESS OTHERWISE STATED TOLERANTIES TENzijT ANDERS VERMELD		UN-D 803	
R _a in micron (µm)		DIMENSION MAAT		UN-D 803	
GENERAL ROUWHEID ALGEMEEN RUWHEID	UNIT EEMH. mm	MATERIAL MATERIAAL		ASSEMBLY NO. SAMENSTELLINGS NR.	
SCALE SCHAAL		PROJ. EUROP.		PATTERN NO. MODEL NR.	
2:1		- Voor meer informatie zie toelichting.		Getekend is de situatie bij 67,5°	
CLASS NO.		Versnellen Omhulautomaat		ORDER NO. / COMM. NR.	
		Continu insteken van producten in ketting		Figuur 4.5	
NAME NAAM		PROPERTY OF EIGENDOM		DATE DATUM	
		N.V. PHILIPS GLOEILAMPFABRIEK EN HOOFDWERK		FORM. A3	



Voor het insteken



Gedeelte aanzicht a-a

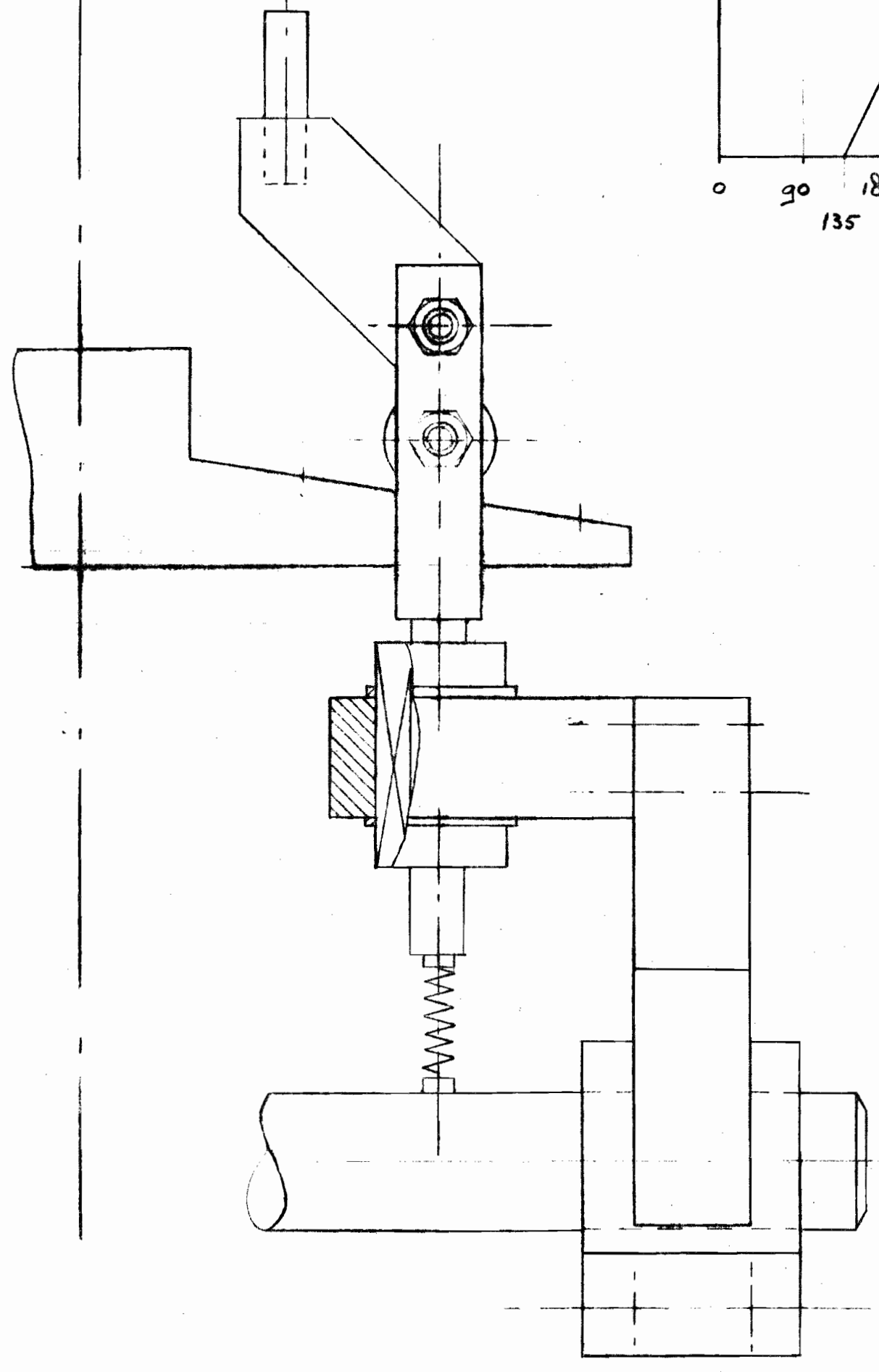
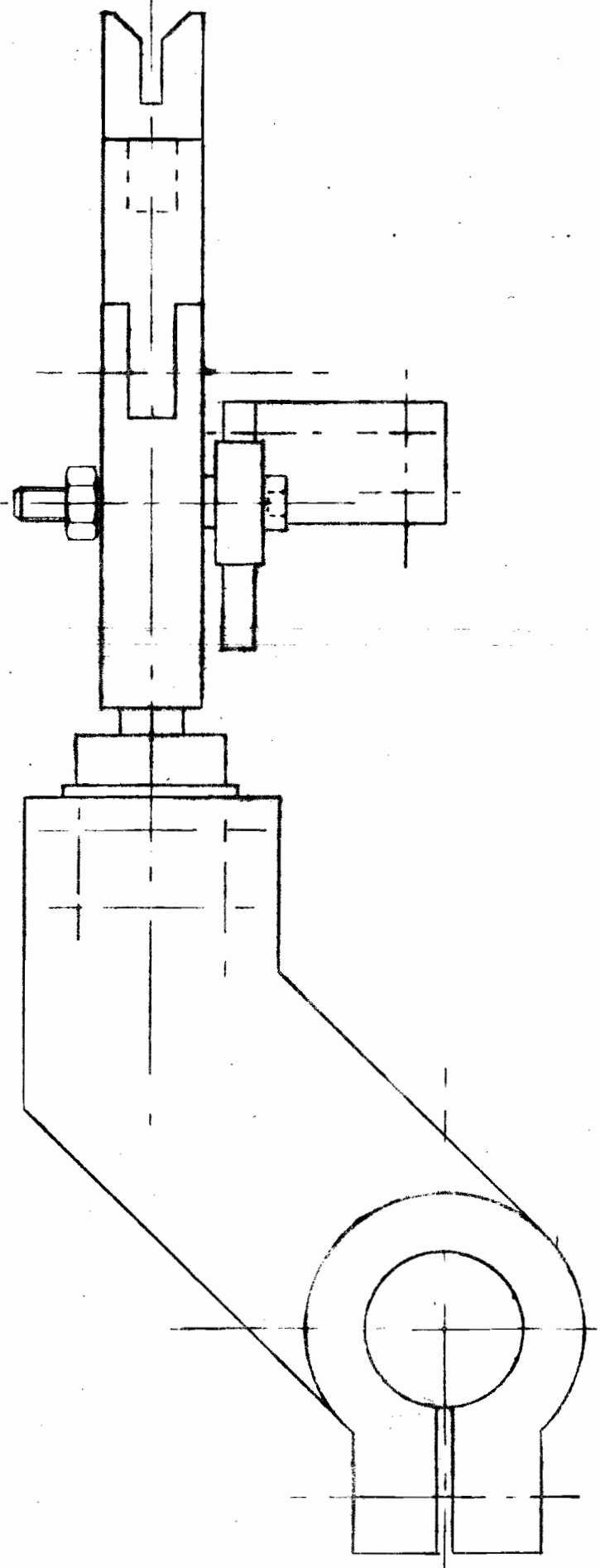


Na het insteken

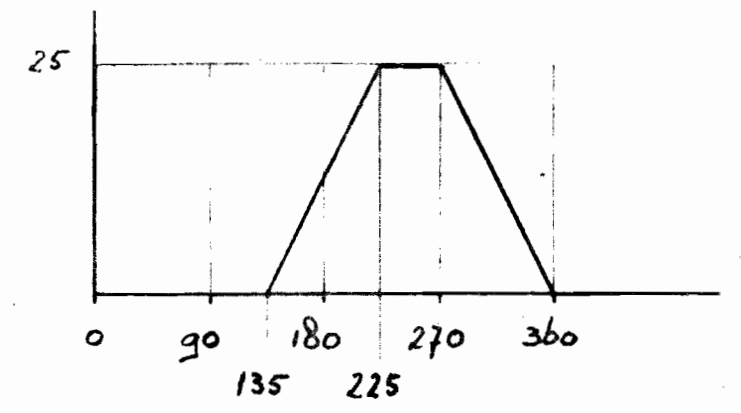
UN-D 28		TOLERANCES UNLESS OTHERWISE STATED TOLERANTIES TENZI ANDERS VERMELD		UN-D 608	
R _a in micron (µm)		DIMENSION MAAT	ANGLE HOEK	ASSEMBLY NO. SAMENSTELLINGS NR.	
GENERAL ROUGHNESS ALGEMENE RUWHEID	UNIT EENH. mm	als maten een ster hebben, dan zijn ze niet in overeen- stemming met het huidige ontwerp			
SCALE SCHAAL	PROJ. EUROP.	Omhuil automatisch			
2:1	⊕	CLASS NO.		ORDER NO. / COMM. NR.	

1	Busje met veer bevestigd aan Ketting	
2	Zydelingse positioneerplaten tegen axiale beweging	7622 495 4557
3	Transport wiel	7622 495 4554
4	Positioneerplaten tegen radiale beweging	7622 495 4556
5	Product	
6	Aandrukker	

Positie produkt zowel voor als na insteken in de ketting		Figuur 4.6	
NAME NAAM		DATE DAT.	
PROPERTY OF N.V. PHILIPS' Gloeilampenfabrieken Eindhoven-Nederland		FORM A3	

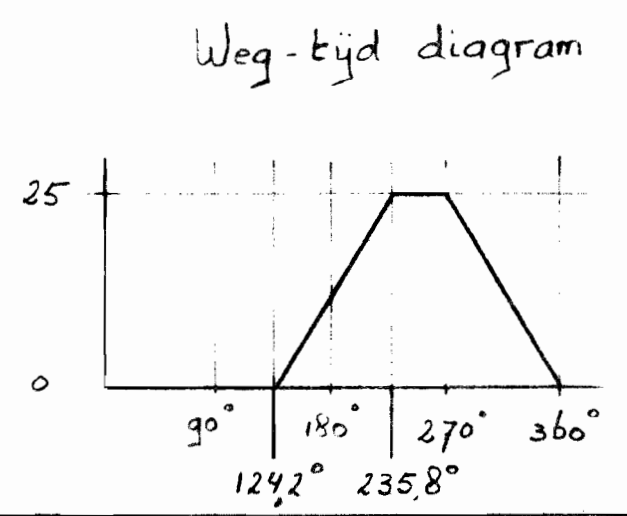
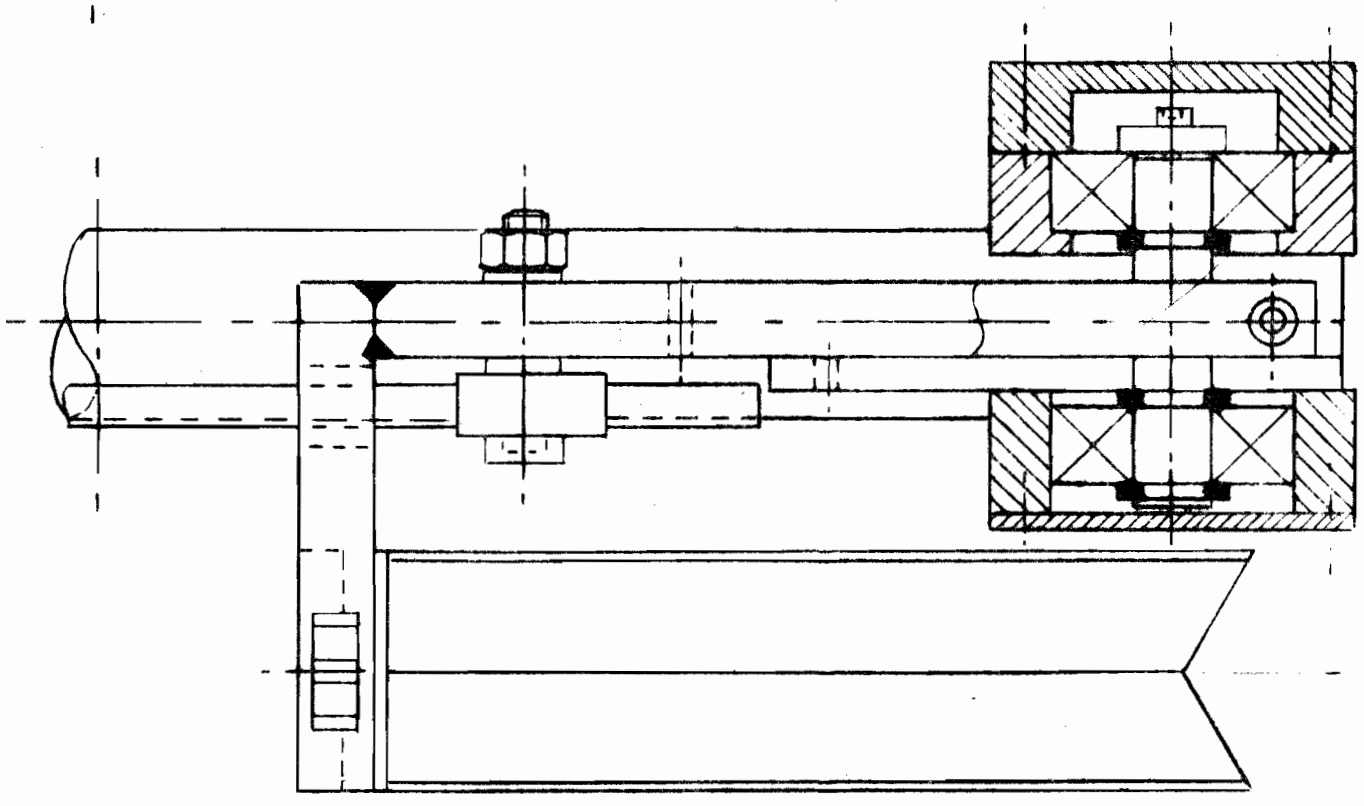
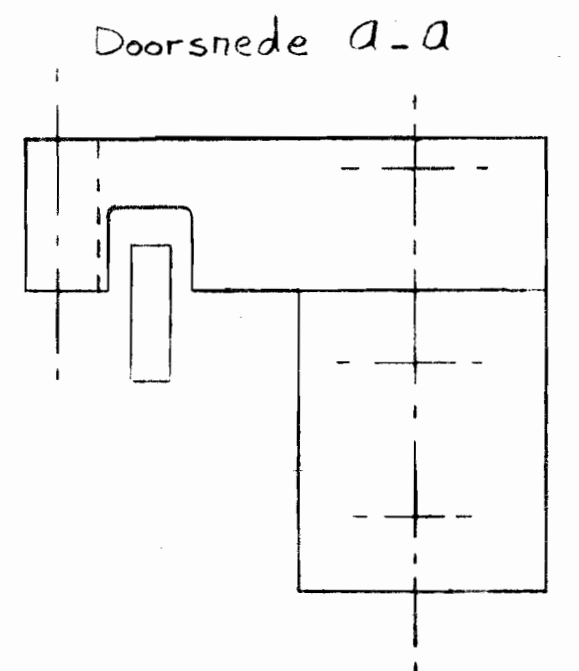
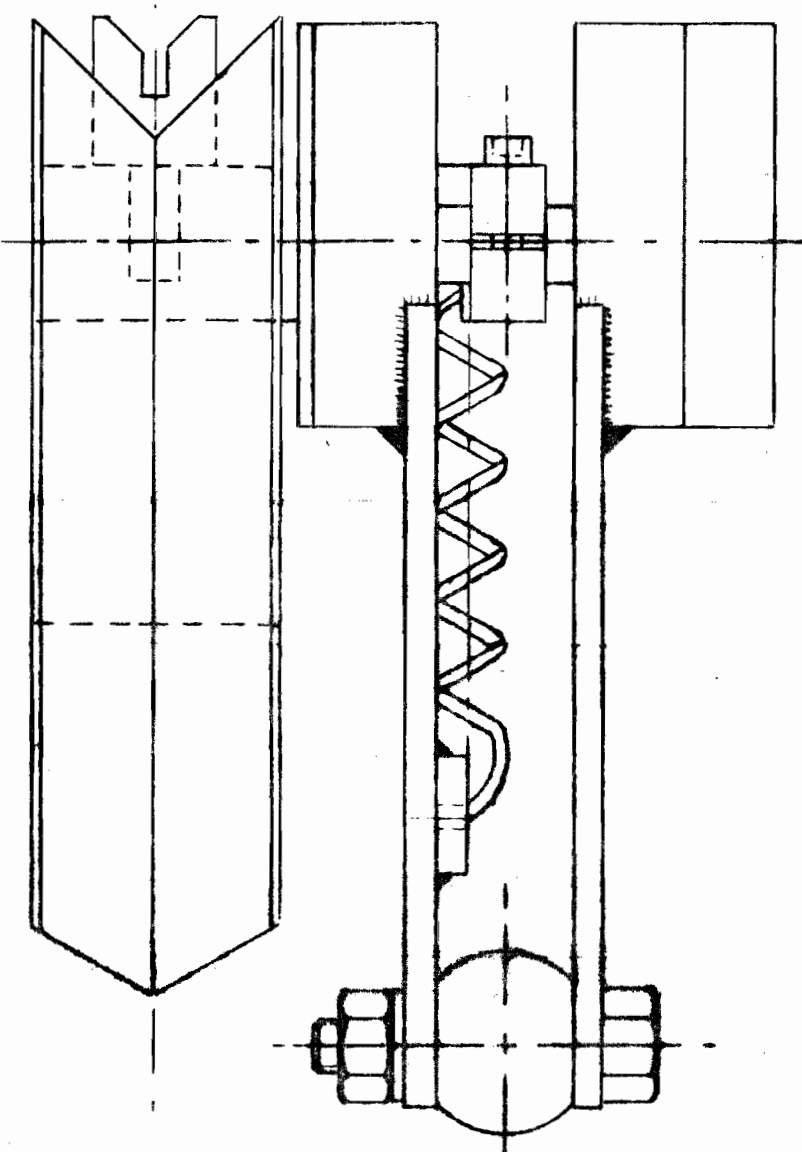
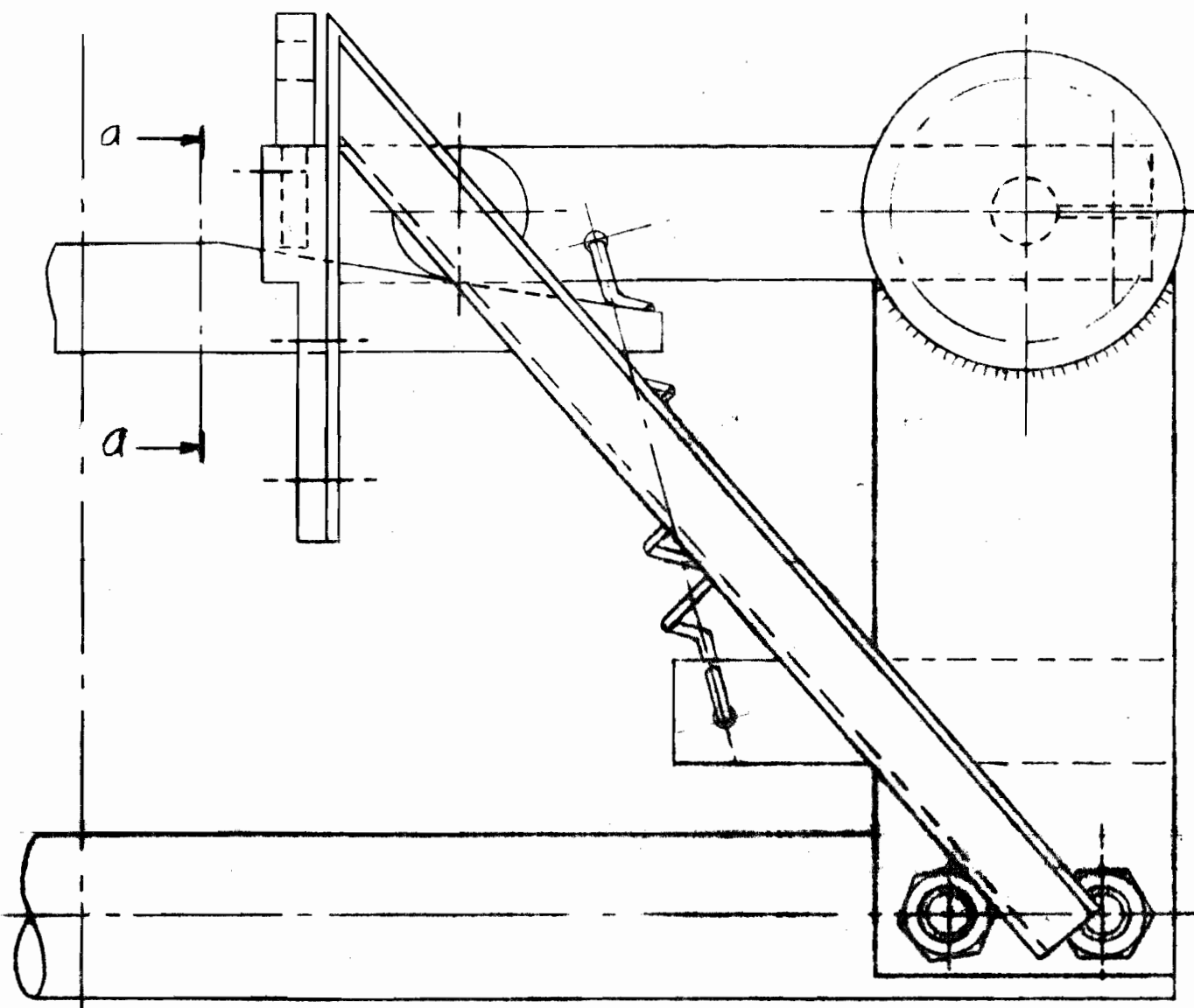


Weg-tijd diagram



Figuur 4.7

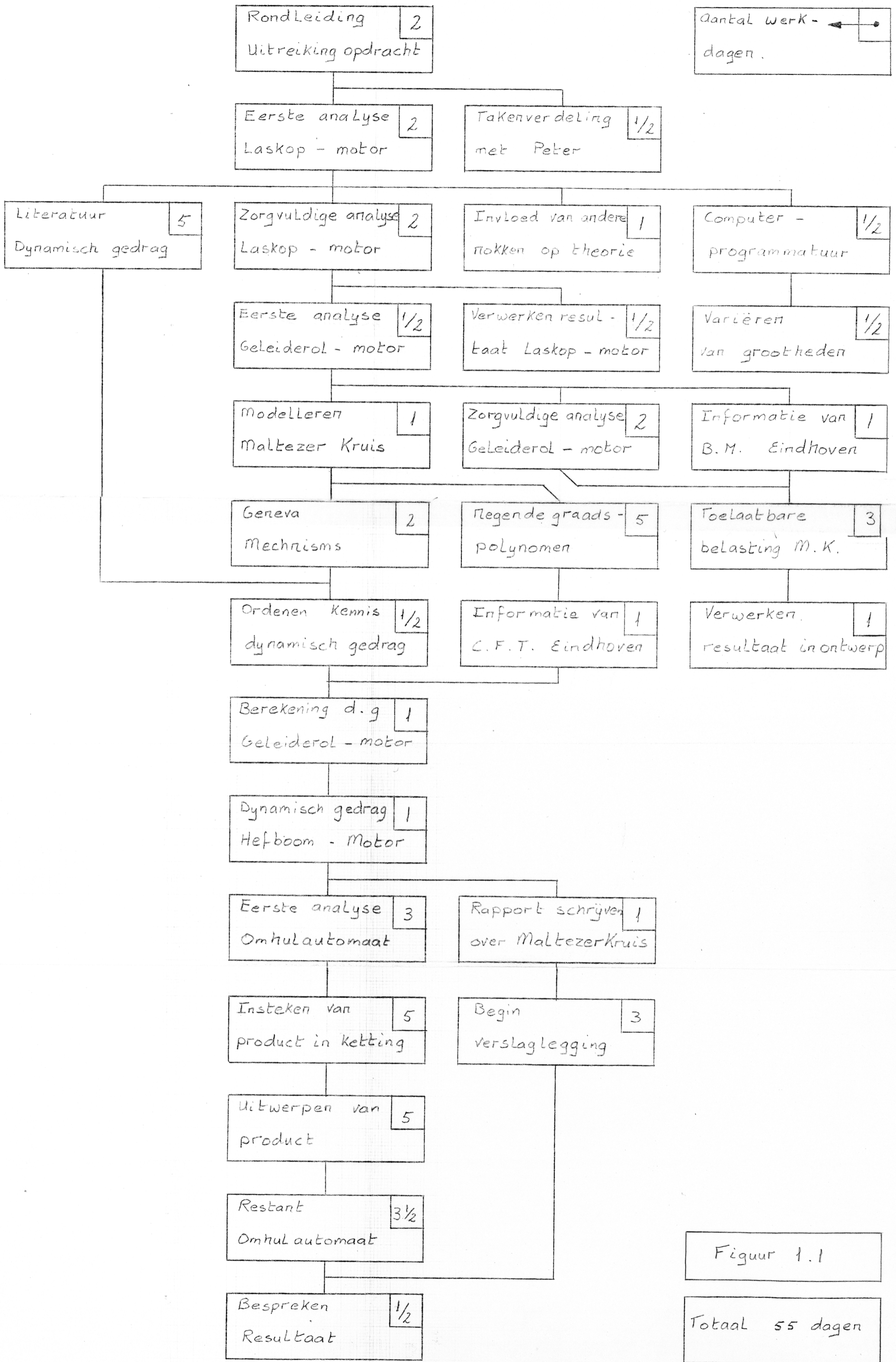
Schaal 2:1
Getekend is de situatie bij 180°
Versnellen
Omhul automaat
Continu verwijderen producten uit ketting
Zie toelichting



UN-D 28		TOLERANTIE VAN DE GEMIDDELDE WAARDEN TOLERANCES VAN DE GEMIDDELDE WAARDEN		UN-D 808	
.. R _a in	micron (µm)	DIMENSION	ANGLE		
GENERAL ROUWHEID ALGEMEEN RUWHEID	UNIT EENH. mm	-		-	
SCALE SCHAL	2:1	-		-	
CLASS NO.	Versneller Omhulautomaat Producten verwijderen uit continue bewegende ketting			Figuur 4.8	
NAME NAAM					
PROPERTY OF N.V. PHILIP'S GLOELANEN EN N.V. ENDOVEN NEDERLAND				FORM A3	

Voor meer informatie zie toelichting. Getekend is de situatie bij 180°

Werkschema



Figuur 1.1

Totaal 55 dagen