

# Ontwerp van een mechanisme geschikt om er zuivere buigproeven op uit te voeren

**Citation for published version (APA):**

Sniekers, R. J. J. M. (1989). *Ontwerp van een mechanisme geschikt om er zuivere buigproeven op uit te voeren*. (TH Eindhoven. Afd. Werktuigbouwkunde, Vakgroep Produktietechnologie : WPB; Vol. WPA0788). Technische Universiteit Eindhoven.

**Document status and date:**

Gepubliceerd: 01/01/1989

**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](http://www.tue.nl/taverne)

**Take down policy**

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

[openaccess@tue.nl](mailto:openaccess@tue.nl)

providing details and we will investigate your claim.

MECHANISMEN.

Ontwerp van een mechanisme geschikt om  
er zuivere buigproeven op uit te voeren.

R.J.J.M. Sniekers.  
WPA Rapportnummer : 0788.

Septag

ir. L. J. A. Houtackers

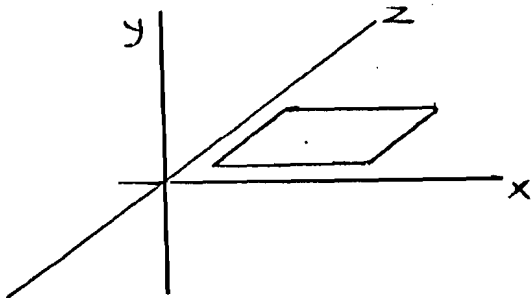
Begeleiders:

ing.H.A. Bulten.  
ir. S.M. Hoogenboom.  
ir. A.B. Perduijn.

Oriëntatie ten aanzien van de te stellen eisen aan een mechanisme inzetbaar voor uitvoeren van proeven onder zuivere buiging.

Definitie zuivere buiging:

Zuiver buigen wil zeggen dat een plaatje gelegen in het XZ vlak, met de plaatranden evenwijdig aan de X en Y as, alleen belast wordt door een moment om de Z as.



Het plaatje mag alleen belast worden door een moment om de Z as

- 1 : Er dient een stang te zijn die zowel in x als in y richting geen kracht op kan nemen, maar wel een moment om de Z as.

Verplaatsingen moeten vrij nauwkeurig te meten zijn.

- 2 : Spelingen en vervormingen van het mechanisme moeten zo klein mogelijk zijn.

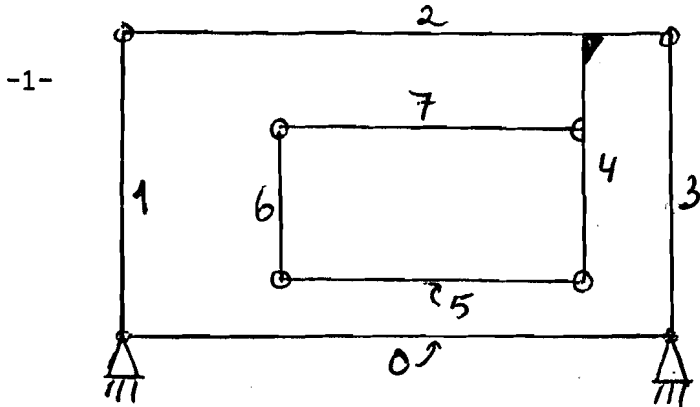
Voor het uitvoeren van de proeven wil men gebruik maken van een torsiebank.

- 3 : Het mechanisme dient zodanige dimensie en constructie te hebben dat het op de torsiebank te bouwen valt, bij gegeven proefplaat afmetingen.

Verder moet het mechanisme eenvoudig te realiseren zijn en ook niet al te duur zijn.

Oriëntatie ten aanzien van de mogelijkheden.

Bij het "brainstormen" kwamen verscheidene ideeën naar boven "geborreld", waarvan hierbeneden de drie voornaamste exponenten staan afgebeeld.



Grubler :

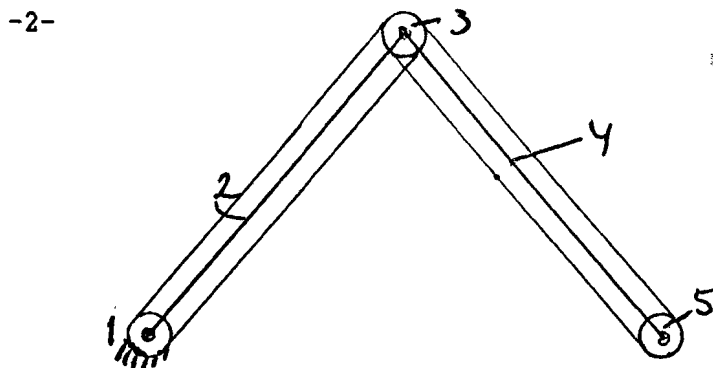
$$v = 3(n-1) - \sum b_i$$

$$v = 3(7-1) - 8 * 2.$$

$$v = 18 - 16 = 2.$$

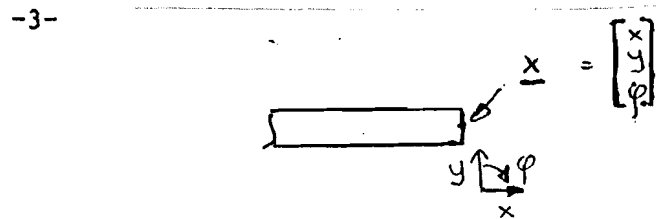
$$en = \frac{d\varphi_{60}}{dt} = 0$$

"2 geschakelde stangenvierzijden" mechanismen.



$$\frac{d\varphi_{51}}{dt} = 0$$

Tekentafel mechaniek.



Mechanisme met voorschrijving van baan en hoekverdraaiing.

### Keuze.

Van de genoemde mechanismen werd op basis van het eisenpakket gekozen voor 2 stangenvierzijden, waarbij het koppelvlak van de tweede stangenvierzijde, die bevestigd is op het koppelvlak van de eerste stangenvierzijde, tussen koppelstang en gestel van de eerste stangenvierzijde beweegt.

Het tekentafelmechanisme werd op grond van spelings- en hystereseverliezen afgewezen. De van dit mechanisme afgeleide vorm waarbij voor de overbrenging gebruik wordt gemaakt van heugels en tandwielen werd afgekeurd op grond van de verwachte problemen bij de vervaardiging en constructie.

Het mechanisme met de voorgeschreven baan bleek bij nadere beschouwing met betrekking tot te realiseren buigproces niet geschikt in verband met mogelijk optredende verlenging van het proefplaatje.

### Aanpak.

Nadat gekozen was voor het 2 vierstangen mechanisme, heb ik besloten om een model op grote schaal te vervaardigen om aan de hand hiervan aspecten van dit mechanisme te kunnen bekijken.

Van de aspecten die ik bekeken heb zijn de belangrijkste :

- : Geschiktheid torsiebank voor het uitvoeren van buigproeven.
- : Gedrag van de constructie ten gevolge van spelingen in de scharnieren.
- : Hoe gedraagt deze (quasi twee dimensionale ) constructie zich in de derde dimensie.
- : Te verwachten effecten ten gevolge van het niet zuiver positioneren van het proefplaatje ten opzichte van het mechanisme.
- : Gedrag van de constructie ten gevolge van de dynamische effecten bij het aanbrengen van het buigende moment door het opstarten van de motor van de torsiebank.
- : Hoe gedraagt het mechanisme zich door de elastische vervorming van de niet binaire staven ten gevolge van de op te nemen momenten.

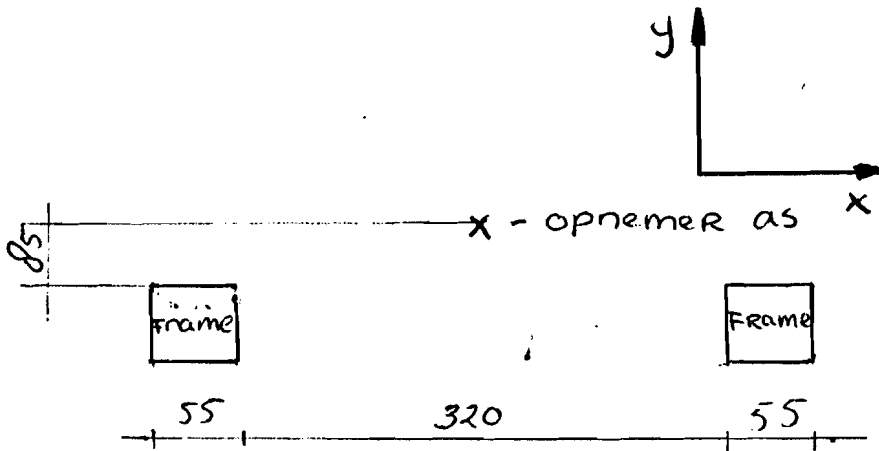
Geschiktheid torsiebank voor het uitvoeren van buigproeven.

Wat betreft dynamisch gedrag is de torsiebank geschikt om buigproeven mee uit te voeren, de bank beschikt namelijk over een continu variabele transmissie, welke de uitgaande as kan regelen tussen de 0 en 6 omwentelingen per minuut. Hierdoor is het mogelijk om de proef langzaam op te starten, waardoor ongewenste dynamische effecten in zowel het proces, als in het mechanisme vermijdbaar zijn.

Met dynamische effecten hoeft dan ook geen rekening gehouden worden.

Een nadeel van de torsiebank is het beperkte bouwvolume, waardoor het passen en meten zal worden om het mechanisme er om heen te bouwen.

Doorsnede ( in vlak van mechanisme ) van de torsiebank.  
Maten in mm.



Kinematische beschouwing van het gedrag van de constructie loodrecht op het doorsnede vlak ten gevolge van spelingen in de scharnieren.

Ten gevolge van de spelingen in de scharnieren is het mogelijk dat de hartlijnen van twee aan elkaar bevestigde schakels niet meer in hetzelfde vlak liggen ( bedoeld vlak is het quasi vlak van het mechanisme ).

Hieronderstaande is een "Maximum Trouble Estimation" voor de samengestelde hoekverdraaiing die stang 6, zuiver ten gevolge van spelingen, uiteindelijk zal hebben, onder belasting.

Onder Maximum Trouble Estimation wordt verstaan het optellen van de maximale effecten onder rekening te houden met eventuele compensatie van de effecten onderling.

De figuur op bladzijde 7 geeft de nummering van de schakels en een assenstelsel voor de referentie

- : 1 en 3 zullen tov 0 een hoekverdraaiing  $\alpha$  om de X as hebben welke voor de scharnierpunten 12 en 23 een verplaatsing in de Z richting tot gevolg heeft, met grootte  $\alpha * \text{lengte } 1$ .
- : 2 zal tov 1 en 3 een hoekverdraaiing  $\beta$  om de X as hebben, zodat ook 4, welke star bevestigd is aan 2 een hoekverdraaiing  $\beta$  tov 1 en 3 zal hebben, waardoor elk punt van 4 in de Z richting verplaatst.
- : 5 en 7 zullen tov 4 een hoekverdraaiing  $\gamma$  om de Y as hebben waardoor de scharnierpunten 56 en 67 in de Z richting verplaatsen over een afstand  $\gamma * \text{lengte } 5$ .

Met betrekking tot de hoekverdraaiing van 6 treedt de meest ongunstige situatie op indien de scharnieren tegengesteld bewegen, dus een naar voren en de ander naar achter.

In dat geval wordt de hoekverdraaiing van 6 tov 4 om de Y as groot:  
 $\delta = 2 * \gamma * \text{lengte } 7 / \text{lengte } 6$ .

Voor de totale hoekverdraaiing van 6 tov 0 geldt dan:

$$\Delta\varphi = \alpha + \beta + \delta.$$

$$\Delta\varphi = \alpha + \beta + 2 * \gamma * \text{lengte } 7 / \text{lengte } 6$$

Dit is de maximum trouble estimation hoekverdraaiing die 6 tov 0 kan ondergaan, als geen rekening wordt gehouden met mogelijke wederzijdse opheffing.

Als constructieve richtlijn kan men dus zeggen dat de lengte van de stang 7 zo klein mogelijk gehouden moet worden.

De maximum verplaatsing in de Z richting van het middenpunt van 6 zal dus bedragen:

$$\Delta z = \alpha * \text{lengte } 1 + \beta * ( \text{lengte } 4 - 0.5 * \text{lengte } 6 ) + \delta * \text{lengte } 7.$$

Hierbij opgemerkt dat de verplaatsing  $\Delta z$  maximaal is als 7 en 5 de hoekverdraaiing beide in dezelfde richting ondergaan.

Bij gebruik van naaldlagers volgt dat de maximum hoekverdraaiing gelijk is aan :  
 $\arctan(\text{radiale speling/breedte})$

Voor kleine lagers ( tot  $d = 25 \text{ mm}$  ) geldt radiale speling  $\leq 15 \text{ } \mu\text{m}$ .  
 Neem aan dat de breedte  $B$  van het lager klein is, bv  $10 \text{ mm}$ , hieruit volgt dat de maximum hoekverdraaiing in zo'n lager gelijk is aan :

$$\arctan (15 * 10^{-6} / 10 * 10^{-3}) \approx 15 * 10^{-4}.$$

Bij toepassing van deze lagers in alle scharnieren betekent dit dus dat

$$\alpha = \beta = \gamma = 15 * 10^{-4}.$$

Met de aanname dat de factor lengte 7/lengte 6 ongeveer gelijk is aan 2 wordt dan de totale hoekverdraaiing van 6 tov 0 gelijk aan :

$$90 * 10^{-4} \text{ rad} \approx 0.5 \text{ deg}.$$

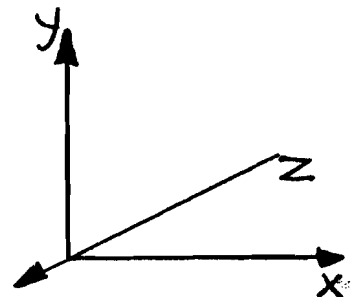
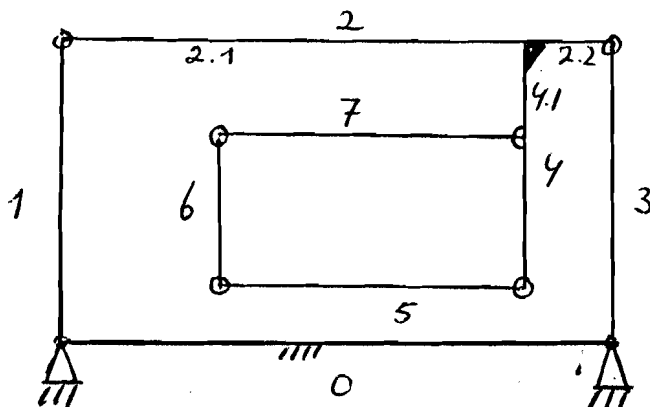
De maximum verplaatsing in de Z richting wordt dan :

$$15 * 10^{-4} * (\text{lengte 1} + \text{lengte 4} + \text{lengte 7} - 0.5 * \text{lengte 6}).$$

Met de ( realistische ) schatting voor de som van de lengten gelijk aan  $1500 \text{ mm}$  wordt dit dan :

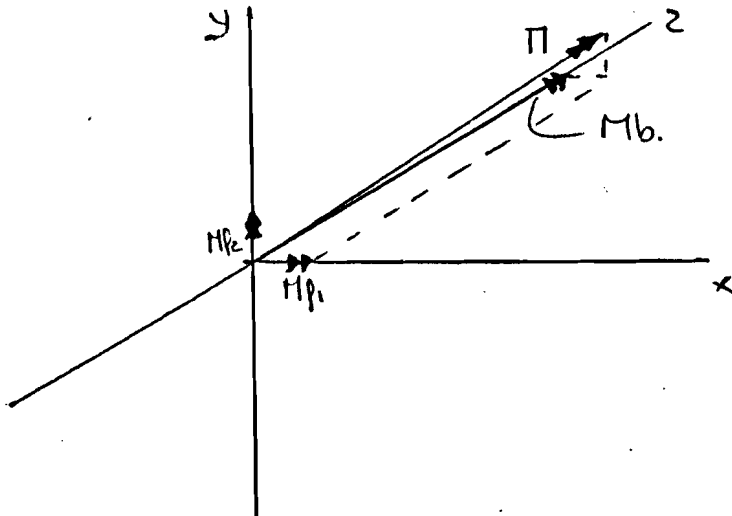
$$\Delta z = 2.25 \text{ mm}.$$

In overleg met ir. A. Perduijn werd de genoemde hoekverdraaiing geaccepteerd.  
 De maximum verplaatsing in de Z richting werd geaccepteerd nadat bekeken was hoe dat maximum tot stand was gekomen.





Gevolgen van het aanbrengen van een niet zuiver buigend moment op het proefplaatje.

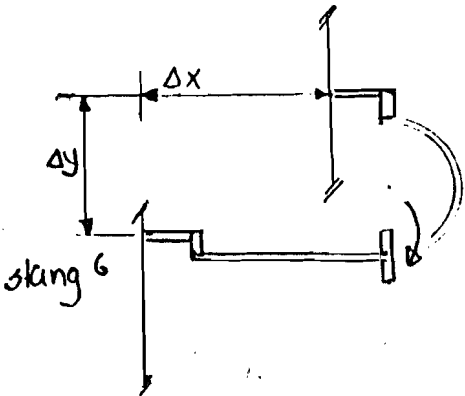


In feite wordt er een moment  $M^T = [M_{f1}, M_{f2}, M_b]$  op het proefplaatje aangebracht, met  $M_{f1} = \xi * M$ ,  $M_{f2} = \eta * M$ ,  $M_b = (1 - \eta^2 - \xi^2) * M$ .

Deze momenten kunnen omzeild worden door introductie van twee extra vrijheidsgraden, namelijk de rotatie's om de X- en Y as. Vanwege het feit dat de koppen van de torsiebank goed zijn uitgelijnd, mag verondersteld worden dat afwijking alleen veroorzaakt worden door foute positionering van het proefplaatje, en daar het plaatje goed vlak verondersteld mag worden kan er alleen een fout optreden door rotatie om de Y as, en ten gevolge hiervan treedt er alleen een fout momentje op om de X as. Hierdoor kan waarschijnlijk de vrijheidsgraad om de Y as vervallen, en hoeft alleen in een vrijheidsgraad om de X as te worden voorzien. Dit kan gerealiseerd worden door een lager in de constructie op te nemen, waarbij er wel op gelet dient te worden dat ten gevolge van de toevoeging van dit lager geen rotatie om de Z as mogelijk wordt door de speling in het lager.

Bepaling van het bouwvolume van het mechanisme, met veronderstelling dat de bewegingseffecten ten gevolge van de inklemming van het plaatje verwaarloosbaar zijn.

Beweging van stang 6 indien er op het proefplaatje een moment wordt uitgeoefend, waardoor het proefplaatje gaat buigen.



Het punt waar de momentinleiding plaatsvindt blijft op dezelfde plaats, en de inklemzijde van het plaatje kan niet roteren, maar wel in X en in Y richting bewegen.

- $\varphi$  : hoekverdraaiing.
- t : lengte proefplaatje.
- r : buigstraal.

$$\Delta y = (1 - \cos \varphi) * r$$

$$\Delta x = t - r * \sin \varphi$$

- Met gegeven :
- maximale dikte proefplaatje :  $s_{0,max} = 3 \text{ mm.}$
  - dikte / buigstraal tussen :  $s_0/\rho = 1/10 \text{ en } 1.$
  - maximale buighoek :  $\varphi_{max} = 180 \text{ graden ( } \pi \text{ rad ).}$

Hieruit volgt : maximale lengte proefplaatje :  $t = \varphi_{max} * s_{0,max} * 1/(s_0/\rho)_{min}$

$$t = \pi * 3 * 10.$$

$$t \cong 95 \text{ mm.}$$

De maximale bewegingen van stang 6 bedragen dus :

$$\Delta y = (1 - -1) * 30 = 60 \text{ mm.}$$

$$\Delta x = 95 - (30 * 0) = 95 \text{ mm.}$$

Definieer : Beginpositie is de positie met  $\varphi = 0$  en  $\psi = \pi/2$ .

Indien men het mechanisme zodanig dimensioneert dat het mechanisme de beginpositie inneemt wanneer het ingespannen ( ongebogen ) plaatje de maximum toegestane lengte heeft, dan geldt het volgende :

Als nu gezorgd wordt dat scharnier 45 vanuit de beginpositie altijd minstens 120 mm naar rechts kan bewegen dan is dat ruim voldoende om stang 6 de maximale  $\Delta x$  te kunnen laten bewegen.

Evenzo geldt dat als scharnier 67 vanuit de beginpositie altijd minstens 70 mm naar boven kan bewegen dat stang 6 dan ruim voldoende kan bewegen om de maximale  $\Delta y$  te ondergaan.

Hieruit volgt Voor de afmetingen van de stangen :

lengte 2,1 = 150 mm.

lengte 4,1 = 100 mm.

Uit de maximum lengte van het proefplaatje volgt dat lengte 6 minimaal 95 mm moet zijn, maar in verband met bevestiging ed nemen we voor lengte 6 200 mm.

Ook kan men uit de maximale lengte van het proefplaatje afleiden dat

lengte 5 = 200 mm.

Bij de bepaling van deze afmetingen is rekening gehouden met de eindige afmetingen van de stangen.

De lengtes van de de stangen 1 en 2 dienen aan de hand van de afmetingen van de torsiebank bepaald te worden.

Om de beschikbare ruimte te vergroten kan men het mechanisme om de torsie bank heenbouwen, zoals op bijgevoegde tekening is aangegeven.

## Krachtdoorleiding.

Bepaling van het maximum moment dat doorgeleid moet worden.

$$\text{Bekende relatie : } M_b = 0.3 * C * b_0 * s_0^2.$$

$$C = 600 \text{ N/mm}^2.$$

$$b_0 = 30 \text{ mm.}$$

$$s_0 = 3 \text{ mm.}$$

$$\text{hieruit volgt : } M_{b,\max} = 48,6 \text{ Nm.}$$

Indien op stang 6 een moment wordt uitgeoefend betekent dit dat op de stangen 5 en 7 een trek cq een drukkracht wordt uitgeoefend, ter grootte :

$$F = M / ( \cos(\phi - \pi/2) * \text{lengte 6} ).$$

Hieruit volgt dat op stang 4 weer het moment M wordt uitgeoefend, en dat de stangen 1 en 3 respectievelijk door een trek en drukkracht belast worden ter grootte :  $G = M / ( \cos\phi * \text{lengte 3} )$ .

$$\begin{aligned} \text{Stel lengte 6} &= 25 \text{ cm,} \\ \text{lengte 2} &= 75 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Bij gebruikmaking van vierkante buis 30 \* 30 \* 3 volgt dan :

$$\begin{aligned} w_{\max, \text{stang 6}} &= 48.6 * 0.25^2 / (2.1 * 10^{-5} * 3.98). \\ &= 0.36 \text{ mm.} \end{aligned}$$

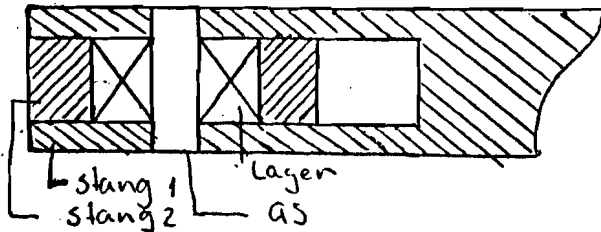
$$w_{\max, \text{stang 2}} = 3.27 \text{ mm.}$$

Bij de uiteindelijke fabricage van het mechanisme al de uiteindelijke uitbuiging berekend moeten worden aan de hand van de formule:

$$w_{\max, \text{stang}} = \frac{M_b * l^2}{125 * E * I}$$

## Lagerkracht.

Uitgaande van de volgende constructie voor de scharnieren willen we gebruik maken van eenzelfde lager voor alle scharnieren.



Voor de lagerkracht in scharnier 67 geldt:

$$F = M / (\cos(\phi - \pi/2) * \text{lengte } 6).$$

In rekening genomen dat  $\phi$  ruim binnen het traject ( $\pi/4, 3\pi/4$ ) blijft bedraagt de lagerkracht maximaal :  $48.6 / (\sqrt{2}/2 * 0.2) = 343 \text{ N}$ .

Voor de afstand tussen de steunpunten van de as bij gebruik van vierkante buis  $30 * 30 * 3$  is  $40 \text{ mm}$  genomen.

Het buigende moment in de as bedraagt dus :  $M_{b,as} = 343 * 0.02 = 7 \text{ Nm}$ .

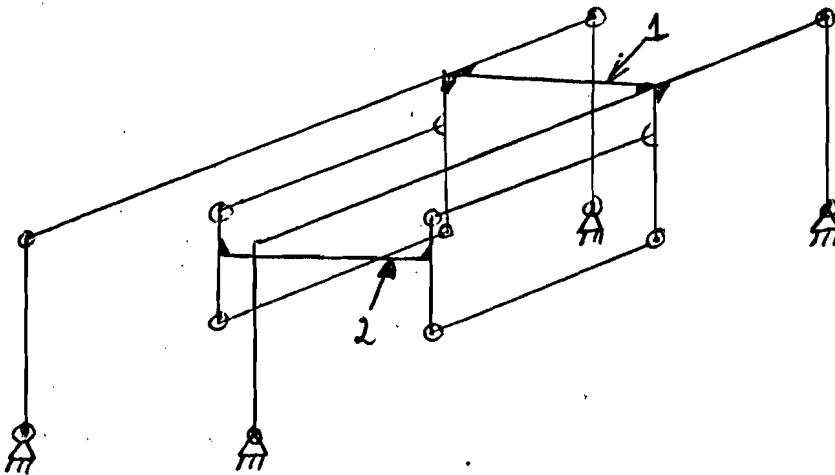
Hieruit volgt voor de benodigde diameter  $d_{as}$  :

$$d_{as} = \sqrt[3]{(7000/25)} = 6.52 \text{ mm, genomen wordt } d_{as} = 10 \text{ mm}.$$

In geval van de naaldlagers welke ook bij de spelingsanalyse werden bekeken geldt voor lager NA 102220 dat het statische draaggetal gelijk is aan  $10400 \text{ N}$ , hetgeen ruim voldoende is voor de opname van de hierboven uitgerekende lagerkracht.

### 3 dimensionale bouw.

In eerste instantie was het plan om twee vlakke mechanismen zoals op voorgaande pagina's achter elkaar te plaatsen en te verbinden, hetgeen in het volgende resulteerde.



Door stang 1, welke star verbonden is met de koppelstangen van beide mechanismen, wordt gezorgd dat beide koppelstangen dezelfde beweging maken.

Door stang 2, welke star verbonden is met de uitgangsvlakken van beide mechanismen, wordt bereikt dat de uitgangsstangen dezelfde beweging maken indien de koppelstangen dezelfde beweging maken.

Het moeten 2 stangen zijn omdat het vlakke mechanisme 2 graden van vrijheid heeft.

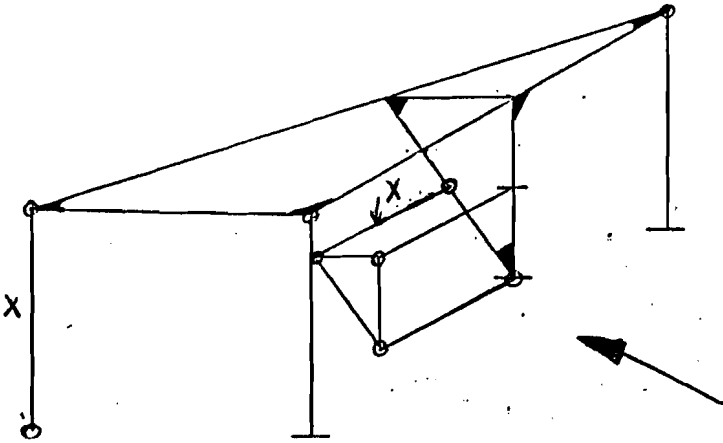
Het nadeel van deze constructie is het feit dat ze overbepaald is. Dit kan ondervangen worden door het mechanisme te reduceren.

In overleg met de heer Bulten werd besloten het bovenstaande mechanisme te reduceren tot het mechanisme zoals dat op de volgende pagina staat.

Grubler:

$$v = (9-1)*6 - 4*5 - 4*3 - 4*3 - 2\text{rot}x.$$

$$v = 2.$$



Gereduceerd mechanisme.

Bij dit mechanisme is het voorvlak (aanzicht volgens pijl) weer het beschouwde 2d mechanisme.

---

**Conclusies en aanbevelingen:**

Het ontworpen mechanisme valt inderdaad toe te passen op de torsiebank, mits men er vrede mee heeft dat het mechanisme nogal groot uitvalt doordat het mechanisme om het frame van de torsiebank heen gebouwd moet worden in verband met de eisen ten aanzien van de maximale bewegingen.

Met betrekking tot vervorming van het mechanisme ten gevolge van de krachtsopname moet bij de constructie van het mechanisme nog een berekening worden uitgevoerd om te controleren of de vervormingen onder belasting bij de gekozen dimensionering van de stangen binnen de norm blijven.

Bij eventuele uitvoer van de plannen tot bouw van het mechanisme verdient het aanbeveling om in overweging te nemen of de opnemerkep van de torsiebank niet enigszins omhoog kan worden gebracht, waardoor misschien de noodzaak om het mechanisme om de torsiebank heen te bouwen kan vervallen.



---

LITERATUURLIJST.

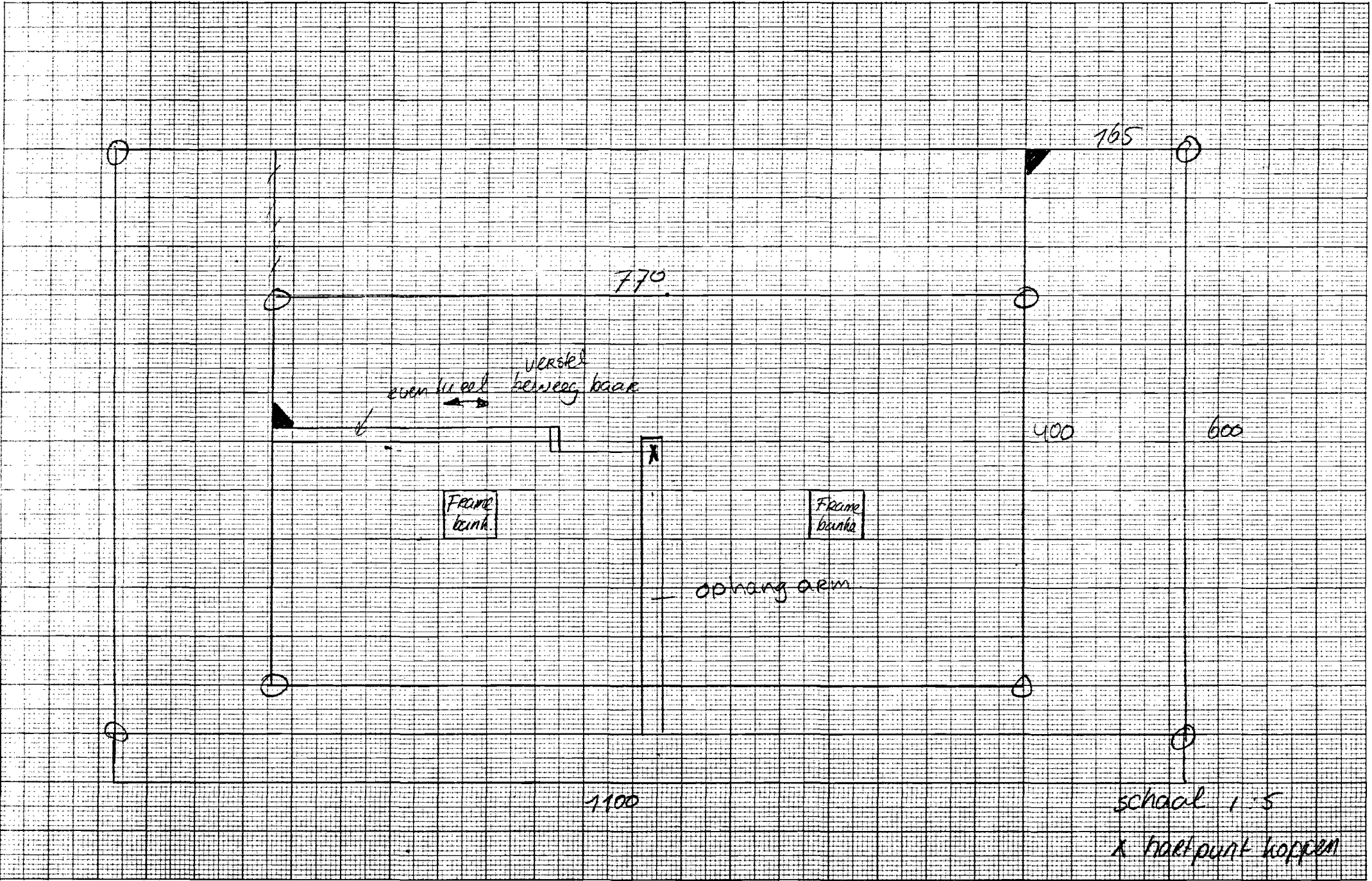
Stencils mechanismen  
Dictaat TUE.  
ing. H.A. Bulten, dr. E.A. Dijksman.

Plaatbuigen: Modellen en Analyse.  
Interne publicatie TUE.  
ir. S.M. Hoogenboom.  
WPA rapport 0639.

Ontwerpkunde, Methodiek en Werktuigonderdelen.  
Dictaat TUE.

SKF Hoofdkatalogus.

MCB boek  
Metaalcompagnie Brabant.



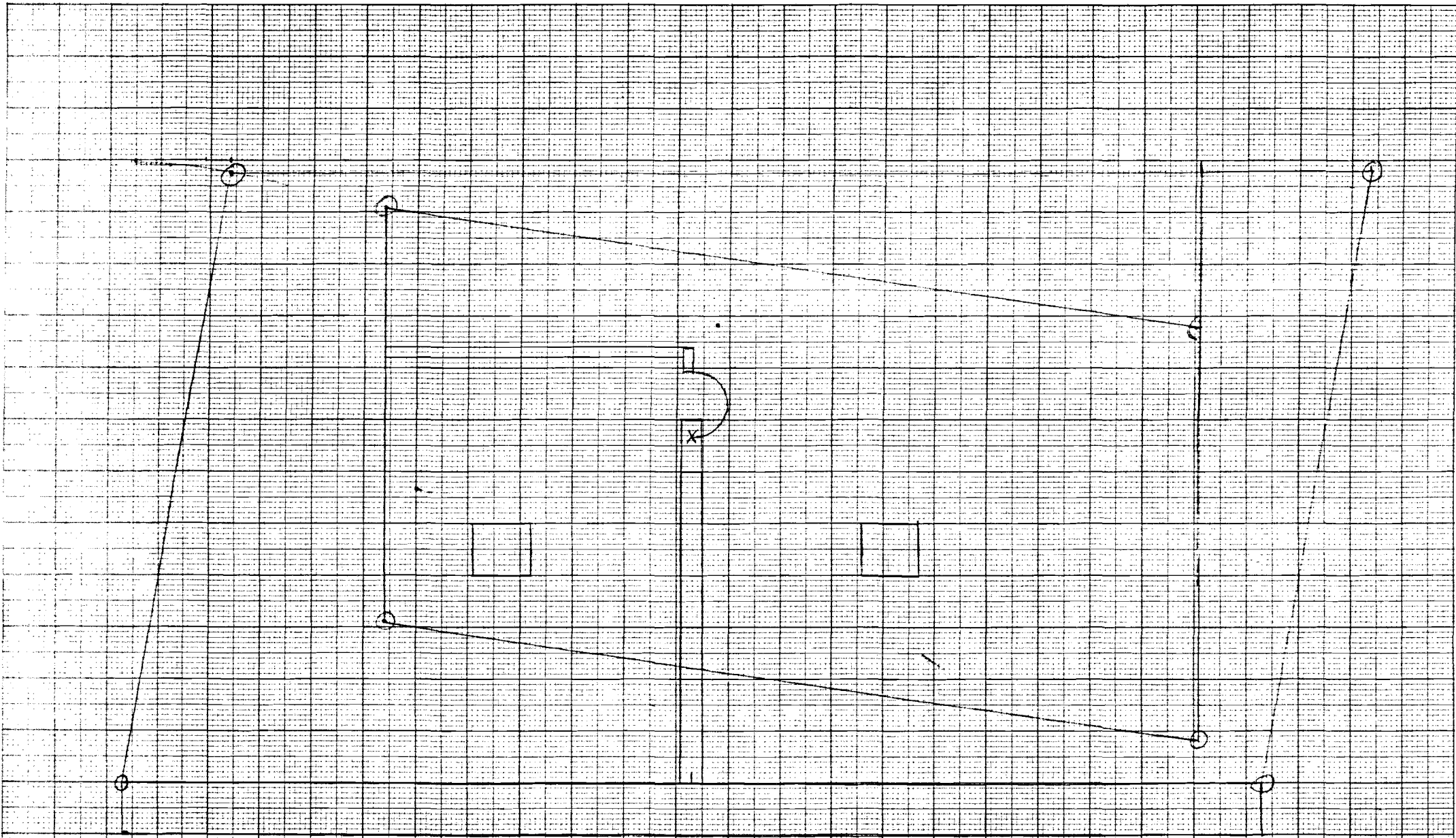


Schaubild 1:5  
 x Hartpunkt Kappen

Stand mechanisme by maximale beweging.