

Het analyse-gedeelte van het mechanisms-pakket in Unigraphics II

Citation for published version (APA):

Zwol, van, C. (1990). *Het analyse-gedeelte van het mechanisms-pakket in Unigraphics II*. (TH Eindhoven. Afd. Werktuigbouwkunde, Vakgroep Produktietechnologie : WPB; Vol. WPA0873). Technische Universiteit Eindhoven.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1990

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.

Technische Universiteit Eindhoven
Faculteit der Werktuigbouwkunde
Vakgroep WPA

Het analyse-gedeelte van het
Mechanisms-pakket in Unigraphics II.

door C. van Zwol

WPA-rapportnummer: WPA-0873.

Verslag van een onderzoeksopdracht, uitgevoerd aan de Faculteit
der Werktuigbouwkunde van de Technische Universiteit Eindhoven.

Afstudeerhoogleraar : prof. ir. J.M. van Bragt.
 Specifieke produktiemiddelen.

Begeleider : dr. E.A. Dijkman.

Eindhoven, Maart 1990

Correctie.

Bldz.22 vanaf regel 1: Er gebeurt.....
tot en met regel 13:(en te weten).

Het in het hierboven genoemde stuk beschreven verschijnsel is niet opgetreden in de figuren 17, 18 en 19. Het beschreven verschijnsel komt echter wel voor als de rechterstang de aangedreven stang is. De bij deze situatie behorende plaatjes zijn afgebeeld in de figuren 18a en 19a.

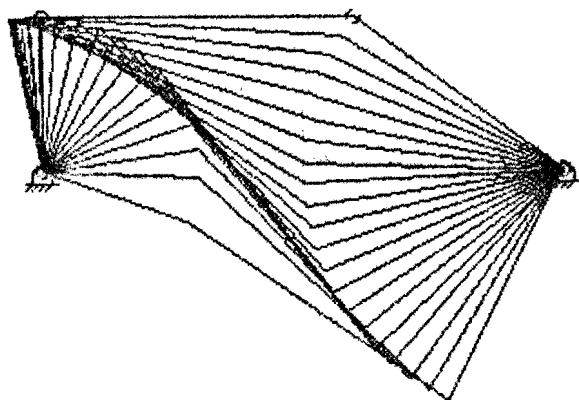


fig.18a Simulatie met de rechterstang als aandrijvende stang en stapjes van 5° .

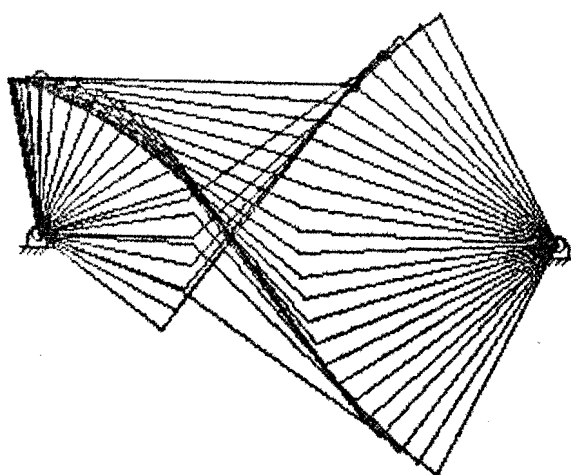


fig.19a Simulatie met de rechterstang als aandrijvende stang en stapjes van 5° .

Samenvatting.

In het CAD-CAM-systeem Unigraphics II is het softwarepakket Mechanisms opgenomen. Dat dient om mechanismen mee te ontwerpen en te analyseren.

De werking en de bruikbaarheid van het analyse-gedeelte van dit Mechanisms-pakket voor vlakke mechanismen zijn getest door er een aantal mechanismen mee te analyseren en de resultaten van deze analyses te vergelijken met de theorethische uitkomsten.

Bijna alle vlakke mechanismen kunnen met het analyse-gedeelte van het Mechanisms-pakket geanalyseerd worden. Het blijkt echter dat de resultaten van de analyses niet altijd volledig zijn, omdat soms meer bewegingen mogelijk zijn dan de éne beweging die het resultaat is van de analyse. Verder zijn de resultaten niet altijd correct omdat soms een bewegingsvorm die niet mogelijk is als resultaat wordt gegeven.

Het analyse-gedeelte van het Mechanisms-pakket is, mits goed gebruikt door iemand met enige kennis van mechanismen, een bijzonder krachtig en een bijzonder bruikbaar gereedschap bij het analyseren van mechanismen.

Inhoudsopgave.

SAMENVATTING	2
1. INLEIDING	5
2. WERKWIJZE	6
2.1. Het invoeren van een mechanisme.	6
2.2. Het gebruik van de analyse- delen van het Mechanisms- pakket.	7
2.3. Het vergelijken van de resultaten van de analyses met wat de resul- taten theoretisch zouden moeten zijn.	8
3. RESULTATEN EN DISCUSSIE.	9
3.1. Onderzoek Synthesis.	9
3.1.1. Dubbelslinger mechanisme.	10
3.1.2. Strekbaar vierstangenmechanisme.	14
3.1.3. Kruk-sleuf mechanisme.	16
3.1.4. Tandwiel mechanisme.	16
3.1.5. Starre en momentaan beweegbare mechanismen.	16
3.1.6. Onbepaalde mechanismen.	18
3.1.7. Bespreking Synthesis.	18
3.2. Onderzoek UG Analysis.	19
3.2.1. Dubbelslinger mechanisme.	20
3.2.2. Strekbaar vierstangenmechanisme.	25
3.2.3. Kruk-sleuf mechanisme.	27
3.2.4. Tandwiel mechanisme.	29
3.2.5. Starre en momentaan beweegbare mechanismen.	33
3.2.6. Onbepaalde mechanismen.	37
3.2.7. Stephenson 2 en Stephenson 3 mechanismen.	39
3.2.8. Rechtgeleidingsmechanisme.	39
3.2.9. Het expres maken van een fout.	43
3.2.10. Brandpuntsmechanisme.	44
3.2.11. Vierschuifmechanisme.	50
3.2.12. Combinatie van een vierstangen- zijde met een tandwielmechanisme.	51
3.2.13. Hypocycloïdale beweging.	53

3.2.14.Bespreking UG Analysis.	55
3.3.Vergelijking Synthesis met UG Analysis.	56
4.CONCLUSIE.	58
BIJLAGEN	59
Bijlage 1.Structuur Unigraphics II.	60
Bijlage 2.Informatie over de funtie "Four-bar properties".	62
Bijlage 3.Informatie over de reken- toleranties bij de analyse.	66

1 Inleiding.

De vakgroep WPA (Produktietechnologie en Automatisering) van de faculteit Werktuigbouwkunde van de TUE maakt gebruik van het CAD-CAM systeem Unigraphics II. In dit CAD-CAM systeem zit het software-pakket Mechanisms, dat dient om computergesteund mechanismen te kunnen ontwerpen (zie bijlage 1). Een belangrijk deel van dit Mechanisms-pakket is het analyse gedeelte, waarmee het mogelijk is om de beweging van een mechanisme te onderzoeken. Het gebruik van het Mechanisms-pakket wordt tot nu toe bemoeilijkt doordat niet goed bekend is wat de mogelijkheden en wat de onmogelijkheden van het pakket zijn en wat dus de bruikbaarheid van het pakket is.

Het doel van dit onderzoek is het vaststellen van de mogelijkheden en de onmogelijkheden van het analyse-deel van het Mechanisms-pakket om vlakke mechanismen (2-D) kinematisch te analyseren, en aan de hand van de resultaten de bruikbaarheid ervan te beoordelen.

2 Werkwijze.

De manier waarop de mogelijkheden van de analyse-delen van het Mechanisms-pakket onderzocht worden is als volgt. Eerst wordt een mechanisme waarvan de bewegingen bekend zijn gekozen als test-mechanisme en ingevoerd. Ten tweede wordt gekeken of de analyse-delen er iets mee kunnen doen. En ten derde worden de resultaten die de analyses opleveren vergeleken met wat de resultaten theorethisch zouden moeten zijn. Bij elk van deze drie stappen kunnen moeilijkheden optreden. In dat geval is het de bedoeling die moeilijkheden in kaart te brengen. Op die manier wordt bekend wat er kan, wat er niet kan en waar resultaten mogelijkwijze niet correct zijn.

2.1 Het invoeren van een mechanisme.

In de Mechanisms-mode van Unigraphics zijn de ontwerp-mogelijkheden voor geometrie beperkt tot het aangeven van punten, hetgeen wel weer op verschillende manieren mogelijk is. Als van tevoren de cöördinaten van alle belangrijke punten van het mechanisme bekend zijn, of als die coördinaten er niet zo toe doen omdat de liggingen van bijvoorbeeld de draaipunten niet zo belangrijk zijn, kan dus al in de ontwerp-fase in de Mechanisms-mode gewerkt worden. Vaak is dat echter niet het geval, omdat in de ontwerp-fase vaak gebruik gemaakt moet worden van meetkundige bewerkingen als het snijden van lijnen en cirkels, roteren, transleren en spiegelen. Dit is mogelijk door eerst in de Design-mode van Unigraphics te ontwerpen, en daarna weer over te gaan naar de Mechanisms-mode. Als de geometrie van het gewenste mechanisme is ingevoerd, kan het definiëren tot mechanisme beginnen. Eerst worden de stangen, "links" genaamd, gedefiniëerd, daarna de verbindingen, de "joints". Verder is het mogelijk om op

punten waarvan de beweging bekend moet worden, een "analysis-point" te creëren. Voor een "analysis-point" worden bij analyse de positie, de verplaatsing, de snelheid en de versnelling berekend.

2.2 Het gebruik van de analyse-delen van het Mechanisms-pakket.

Op het eerste gezicht bestaan er vier mogelijkheden om informatie te verkrijgen over het gedrag van een mechanisme. Die mogelijkheden zijn gebruik te maken van respectievelijk de programmadelen Synthesis, UG Analysis, Adams of Dram. Synthesis is, zoals de naam al aangeeft, niet in eerste instantie bedoeld voor het analyseren van mechanismen, maar kan toch zeer bruikbare informatie over een mechanisme geven. Het Synthesis-deel is alleen geschikt voor vlakke vierstangenmechanismen en zal in het volgende hoofdstuk behandeld worden. Het UG Analysis-deel is, zoals de naam al zegt, een analyse-deel bij uitstek, en doet een kinematische analyse. Het is geschikt voor vlakke mechanismen, waar dit onderzoek om gaat, en voor ruimtelijke mechanismen en het kan mechanismen met een onbeperkt aantal stangen aan. Ook het UG-Analysis deel zal in het volgende hoofdstuk behandeld worden. Dan zijn er nog de programmadelen Adams en Dram. Deze zijn er om een dynamische analyse, waar dit onderzoek niet over gaat, van een mechanisme te maken. Adams voor ruimtelijke mechanismen en Dram voor vlakke mechanismen. Deze twee programmadelen zijn echter niet opgenomen in het Mechanisms-pakket dat in het Unigraphics-systeem van WPA zit en vallen dus af van de vier mogelijkheden die er oorspronkelijk leken te zijn. Wat er wel opzit is de mogelijkheid een input-card van het mechanisme te maken, zodat met deze input-card de dynamische analyse van het mechanisme op een ander

systeem waar Adams en Dram wel opzitten kan geschieden. Bij het aanroepen van Adams of Dram verschijnt een mededeling op het scherm met het aantal vrijheidsgraden van het mechanisme. Het vermelde aantal vrijheidsgraden komt overeen met het aantal vrijheidsgraden volgens de formule van Grübler. Adams geeft het aantal vrijheidsgraden voor een ruimtelijke situatie, Dram geeft het aantal vrijheidsgraden voor een tot plat vlak vereenvoudigde situatie. Dit is een eerste indicatie voor de beweeglijkheid van het mechanisme, maar het is mogelijk dat mechanismen met minder dan één vrijheidsgraad toch kunnen bewegen.

2.3 Het vergelijken van de resultaten van de analyses met wat de resultaten theorethisch zouden moeten zijn.

Bij de als testmechanismen gebruikte mechanismen wordt vermeld en verklaard wat ze theorethisch zouden moeten doen. Vervolgens worden deze vergeleken met de resultaten van de analyse-delen. Daarna worden eventuele verschillen besproken.

3 Resultaten en Discussie.

3.1 Onderzoek Synthesis.

Het programmadeel Synthesis is, zoals de naam al zegt, in eerste instantie niet bedoeld om mechanismen te analyseren. Het is bedoeld om vlakke vierstangen mechanismen te ontwerpen aan de hand van een aantal in te geven bewegingsvectoren van het koppelpunt.

Toch is er bij het analyseren van vlakke vierstangen mechanismen interessante informatie te verkrijgen in het Synthesis-deel. Als een vierstangen mechanisme is ingevoerd dat geanalyseerd moet worden, heeft het Synthesis-deel twee nuttige functies. Dat zijn "Animate" en "Four-bar properties". Het mechanisme wordt ook, zoals beschreven is in bijlage 2, ingedeeld in een bepaalde klasse.

De functie "Animate" is een simulatie-functie die het mechanisme op het beeldscherm laat bewegen. De stapgrootte tussen twee opeenvolgende posities en een aantal andere grootheden kunnen daarbij gevarieerd worden.

"Four-bar properties" is een functie die een aantal gegevens van het mechanisme, beschreven in bijlage 2, op het beeldscherm doet verschijnen.

In de volgende subparagrafen wordt gedemonstreerd en onderzocht hoe deze functies werken.

3.1.1 Dubbelslinger mechanisme.

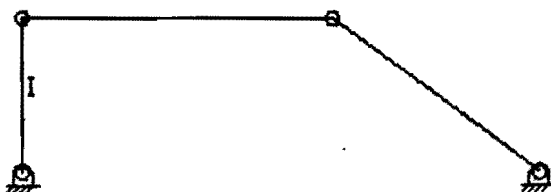


fig.1 Dubbelslingermechanisme

Het mechanisme dat hier bekeken wordt (fig.1), is een dubbelslinger mechanisme dat niet aan de voorwaarden van Grashof voldoet en waarvan dus niet één stang een volledige omwenteling kan maken.

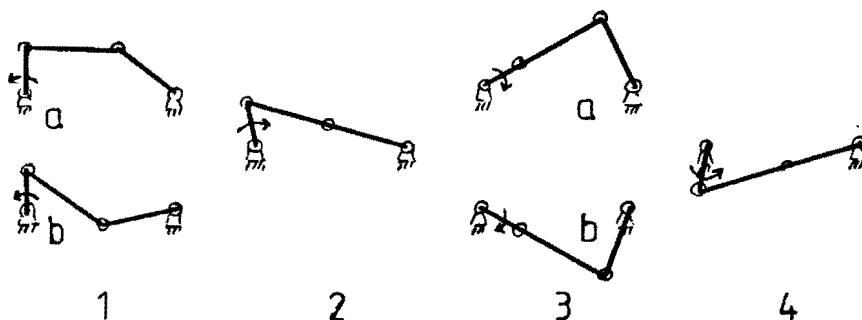


fig.2 De bewegingsmogelijkheden van het mechanisme met de linkerstang als aangedreven stang. Vanuit de standen 2 en 4 kunnen respectievelijk de standen 3a of 3b en 1a of 1b ingenomen worden.

Als de linkerstang (in fig.1 met een I aangegeven) gekozen wordt als aandrijvende stang, die begint met tegen de klok in te bewegen, zijn de volgende bewegingen mogelijk (fig.2).

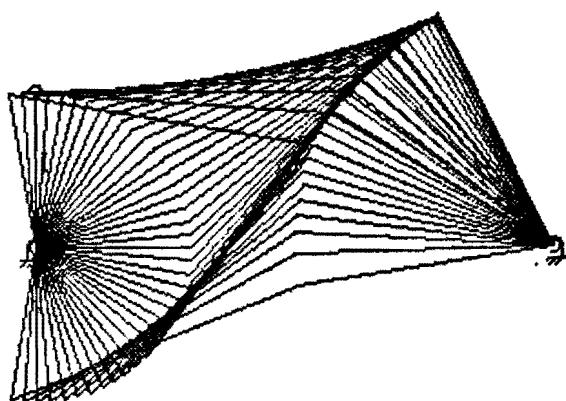


fig.3 Het resultaat van de "Animate"-functie met de linkerstang als aangedreven stang.

De "Animate"-functie laat echter slechts een van de mogelijkheden zien (fig.3). Bij de "Animate"-functie kunnen een aantal parameters veranderd worden, zoals welke stang de aangedreven stang is en wat de stapgrootte en de draairichting van die stang zijn. Het resultaat kan op twee verschillende manieren op het scherm afgebeeld worden, namelijk op de "Dynamic" manier en op de "Sweep" manier. Als gekozen wordt voor "Dynamic" verschijnen de opeenvolgende posities na elkaar op het scherm, waarbij steeds de vorige positie verdwijnt, en de suggestie van een bewegend mechanisme wordt gewekt. Wordt gekozen voor "Sweep" dan verschijnen de opeenvolgende posities ook na elkaar op het scherm, maar verdwijnen de vorige posities niet (fig.3). Verder kunnen nog zaken als kleur en snelheid waarmee de opeenvolgende posities van het mechanisme op het scherm komen veranderd worden.

De functie "Four-bar properties" geeft de informatie die in figuur 4 te zien is. Namelijk de klasse waarin het mechanisme is ingedeeld, informatie over de geometrie, de hoeken die de aandrijvende stang maakt in de uiterste posities, de hoeken van die stang bij eventuele gestrekte posities van het mechanisme (zie

3.1.2), de minimale krachtdoorleidingshoek en de bijbehorende hoek van de aandrijvende stang.

Menu

DIALOG

KB

FOUR-BAR PROPERTIES

TYPE :CLASS 1 R-R-R

MOBILITY:

LENGTH	FRAME LINK	100.000
LENGTH	INPUT LINK	30.000
LENGTH	COUPLER LINK	60.000
LENGTH	FOLLOWER LINK	50.000
INPT ANG AT DSN POS		90.000
INPT ANG AT LIMIT 1		258.463
INPT ANG AT LIMIT 2		101.537
INPT ANG AT CHNG-PT 1		NONE
INPT ANG AT CHNG-PT 2		NONE
MIN POWER TRANS ANG		.000
INPT ANG AT MIN TRANS		258.463

fig.4 Het resultaat van de functie "Four-bar properties" met de linkerstang als aangedreven stang.

Als de rechterstang als aandrijvende stang gekozen wordt zijn de bewegingsmogelijkheden zoals aangegeven in figuur 5. De resultaten van de "Animate"-functie zijn in figuur 6 en de "Four-bar properties" in figuur 7 weergegeven.

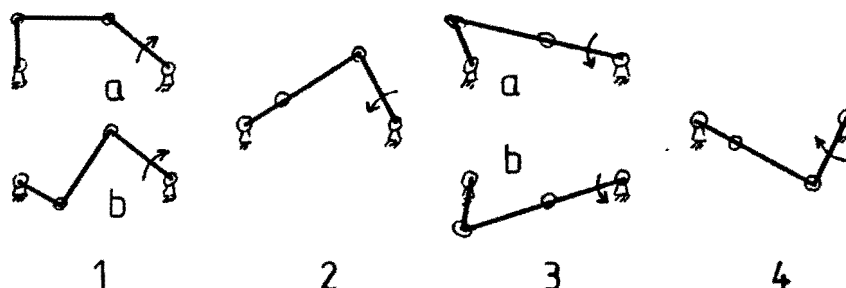


fig.5 De bewegingsmogelijkheden van het mechanisme met de rechterstang als aangedreven stang. Vanuit de standen 2 en 4 kunnen respectievelijk de standen 3a of 3b en 1a of 1b ingenomen worden.

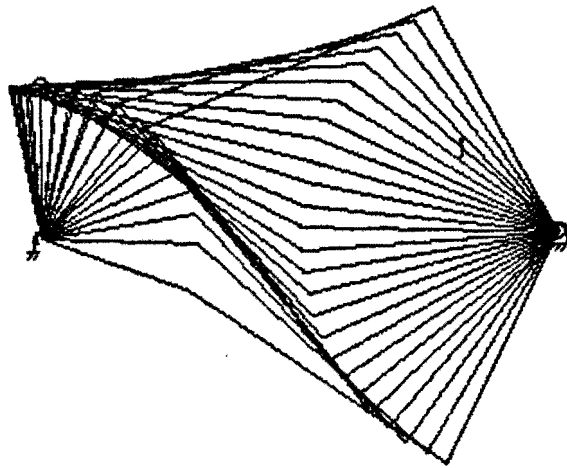


fig.6 Het resultaat van de "Animate"-functie met de rechter stang als aangedreven stang.

DIALOG			KB
FOUR-BAR PROPERTIES			
TYPE :CLASS 1 R-R-R			
MOBILITY:			
LENGTH	FRAME LINK	100.000	
LENGTH	INPUT LINK	50.000	
LENGTH	COUPLER LINK	60.000	
LENGTH	FOLLOWER LINK	30.000	
INPT ANG AT DSN POS	143.130		
INPT ANG AT LIMIT 1	116.104		
INPT ANG AT LIMIT 2	243.896		
INPT ANG AT CHNG-PT 1	NONE		
INPT ANG AT CHNG-PT 2	NONE		
MIN POWER TRANS ANG	.000		
INPT ANG AT MIN TRANS	116.104		

fig.7 Het resultaat van de functie "Four-bar properties" met de rechterstang als aangedreven stang.

Een conclusie uit het bekijken van het mechanisme uit figuur 1 is dat de gegevens die "Four-bar properties" geeft correct zijn. Er wordt echter niet in vermeld dat het mechanisme onbepaalde posities heeft, waardoor meerdere bewegingsmogelijkheden bestaan. Een tweede conclusie is dat de "Animate"-functie één van die bewegingsmogelijkheden simuleert, maar de andere mogelijkheden negeert.

3.1.2 Streckbaar vierstangenmechanisme.

Strekbare vierstangenmechanismen hebben een positie waarin ze helemaal gestrekt zijn. In deze gestrekte positie ligt de verdere beweging niet vast, er zijn dan namelijk twee manieren om verder te gaan (fig.8).

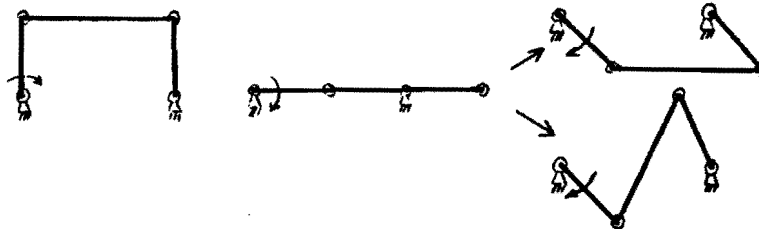


fig.8 De bewegingsmogelijkheden van een strekbaar vierstangenmechanisme.

Het mechanisme dat hier bekeken wordt (fig.9), wordt door Synthesis ingedeeld in de klasse "double change point CRC" (bijlage 2).

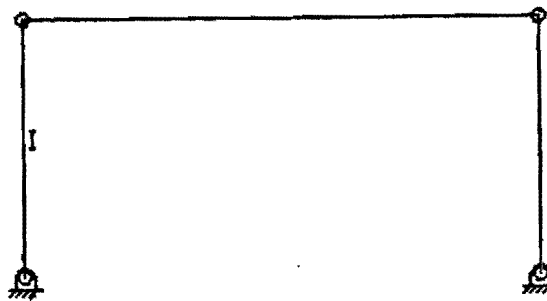


fig.9 Streckbaar vierstangenmechanisme.

Het mechanisme heeft zijn gestrekte posities als de aandrijvende stang een hoek van 0° of van 180° maakt met het gestel. Dit wordt in de informatie van "Four-bar properties" niet correct weergegeven (fig.10).

Bij de functie "Animate" (fig.11) gaat het mechanisme na de eerste gestrekte stand over in de tegenfase en na de tweede gestrekte stand terug naar de oorspronkelijke fase.

Menu

DIALOG

KB

FOUR-BAR PROPERTIES

TYPE : DOUBLE CHANGE-PT C-R-C

MOBILITY:

LENGTH FRAME LINK 100.000

LENGTH INPUT LINK 50.000

LENGTH COUPLER LINK 100.000

LENGTH FOLLOWER LINK 50.000

INPT ANG AT DSN POS 90.000

INPT ANG AT LIMIT 1 NONE

INPT ANG AT LIMIT 2 NONE

INPT ANG AT CHNG-PT 1 .000

INPT ANG AT CHNG-PT 2 .000

MIN POWER TRANS ANG .000

INPT ANG AT MIN TRANS .000

fig.10 "Four-bar properties" met de incorrecte waarden voor de hoek van de aandrijvende stang in de gestrekte posities.

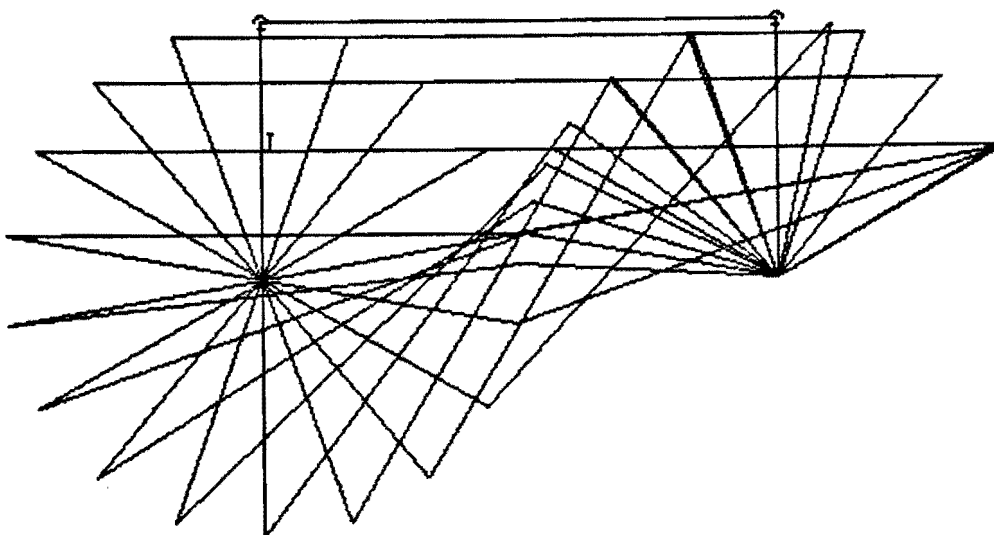


fig.11 Resultaat van de "Animate"-functie.

Als het mechanisme in zijn gestrekte positie wordt ontworpen, kan Synthesis geen simulatie van de beweging van het mechanisme uitvoeren. Op het scherm verschijnt de mededeling dat er geen simulatie mogelijk is omdat dan alle draaipunten op een rechte liggen.

Als conclusie kan hier getrokken worden dat Synthesis het wel onderkent dat het hier om een strekbaar vierstangenmechanisme gaat. Echter het aangeven van de gestrekte posities gaat niet correct en het is niet mogelijk om met de functie "Animate" meer dan één bewegingsvariant te simuleren. Bij de simulatie kan het mechanisme wel door de gestrekte stand heen, maar als uitgegaan wordt van die gestrekte stand kan geen simulatie plaatsvinden.

3.1.3 Kruk-sleuf mechanisme.

Synthesis kan niet omgaan met mechanismen die schuifgeleidingen bevatten.

3.1.4 Tandwiel mechanisme.

Synthesis kan niet omgaan met mechanismen die tandwielen bevatten.

3.1.5 Starre en momentaan beweegbare mechanismen.



fig.12 a:vakwerk b:momentaan beweegbaar mechanisme.

Een star mechanisme is een mechanisme dat niet kan bewegen, een vakwerk dus (fig.12a). Een momentaan beweegbaar mechanisme is een mechanisme dat vanuit de beginpositie een infinitesimaal kleine beweging kan

maken, maar in iedere andere positie niet kan bewegen, een wankel vakwerk dus eigenlijk (fig.12b).

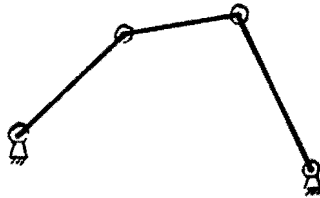


fig.13 De vereiste structuur voor Synthesis.

Een mechanisme kan alleen met Synthesis bekeken worden als het dezelfde structuur heeft als het mechanisme uit figuur 13.

Om een star mechanisme te maken dat door Synthesis wordt geaccepteerd moet overgegaan worden op trucs als het nul maken van de lengte van de koppelstang. De "Animate"-functie vermeldt dan keurig dat het mechanisme niet kan bewegen omdat de koppelstang een lengte nul heeft.



fig.14 Momentaan beweegbaar vierstangenmechanisme.

Een momentaan beweegbaar vierstangenmechanisme (fig.14) is ook niet beweegbaar in Synthesis omdat alle draaipunten op één lijn liggen (zie ook 3.1.2). Bovendien is de minimale stapgrootte voor de hoekverdraaiing van de aangedreven stang één graad, hetgeen Synthesis ongeschikt maakt voor het onderzoeken van hele kleine bewegingen.

De conclusie hier is dat als het al mogelijk is om starre of momentaan beweegbare vierstangenmechanismen te maken die door Synthesis geaccepteerd worden, Synthesis deze mechanismen niet laat bewegen met de functie "Animate" omdat ofwel de minimale stapgrootte te groot is, ofwel de draaipunten op een rechte liggen.

3.1.6 Onbepaalde mechanismen.

Onbepaalde mechanismen zijn mechanismen met meer dan één vrijheidsgraad. Er zijn geen onbepaalde mechanismen die de in figuur 13 aangegeven structuur hebben, dus is het niet mogelijk met Synthesis onbepaalde mechanismen te onderzoeken.

3.1.7 Bespreking Synthesis.

Het Synthesis-deel van Mechanisms kan slechts vlakke vierstangenmechanismen met alleen draaipunten behandelen die de structuur van het mechanisme uit figuur 13 hebben. Als resultaten geeft Synthesis met de functie "Four-bar properties" informatie over het mechanisme en met de functie "Animate" een simulatie van de beweging van het mechanisme.

De informatie van "Four-bar properties" vermeldt soms niet (3.1.1) en soms wel (3.1.2) of een mechanisme meerdere bewegingsmogelijkheden heeft. De informatie over in welke standen deze mogelijkheden ontstaan zijn echter niet altijd correct (3.1.2).

De simulatie-functie "Animate" heeft als minimale stapgrootte voor de hoekverdraaiing van de aangedreven stang één graad, hetgeen voor het onderzoeken van kleine bewegingen te groot is. Verder is het niet mogelijk om van een mechanisme met meerdere bewegingsmogelijkheden meer dan één bewegingsmogelijkheid te simuleren. En als laatste blijkt het niet mogelijk om de beweging van een mechanisme waarvan alle draaipunten op een lijn liggen te simuleren (3.1.2).

3.2 Onderzoek UG Analysis.

Het programmadeel UG Analysis is het programmadeel van het Mechanisms-pakket dat bedoeld is voor het analyseren van mechanismen. Het kan zowel vlakke als ruimtelijke mechanismen met een onbeperkt aantal stangen analyseren.

De werking van UG Analysis is als volgt. Het vraagt de gebruiker een aandrijvend scharnier aan te wijzen. Voor dit scharnierpunt moeten van tevoren "initial conditions" zijn gecreëerd. Vervolgens vraagt het systeem om een stapgrootte, waarvan het teken de draairichting bepaald, voor het aandrijvende scharnierpunt en het aantal gewenste stappen. Als die gegevens zijn ingevoerd rekent het systeem voor iedere stap de stand van het mechanisme en de verplaatsing, de snelheid en de versnelling van de scharnierpunten en de "analysis-points" uit. Deze resultaten kunnen op drie manieren weergegeven worden.

Ten eerste met "Animate", dit is een simulatie-functie die de berekende standen van het mechanisme op verschillende manieren op het scherm kan afbeelden (zie ook 3.1.1). Ten tweede kunnen resultaten als verplaatsingen, snelheden en versnellingen van scharnierpunten en "analysis-points" in grafieken worden uitgezet met de functie "Graph". En ten slotte kunnen die resultaten ook in tabellen op het scherm afgebeeld worden met behulp van de functie "Tabulate".

In de volgende subparagrafen wordt gedemonstreerd en onderzocht hoe deze functies werken.

3.2.1 Dubbelslinger mechanisme.

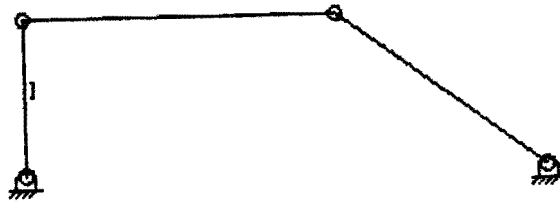


fig.15 Dubbelslinger mechanisme.

Het mechanisme dat in figuur 15 bekeken wordt is hetzelfde mechanisme als in 3.1.1 bekeken is. Nu wordt echter onderzocht wat voor resultaten het analyseren van dit mechanisme met UG Analysis oplevert.

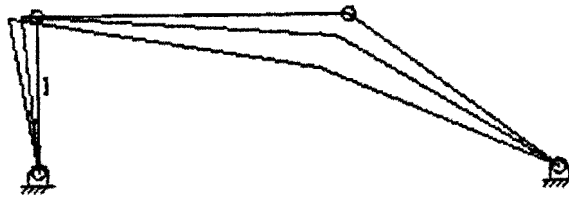


fig.16 Simulatie met de linkerstang als aandrijvende stang en stapjes van 5° .

De "Animate"-functie van UG Analysis laat geen heen en weergaande beweging zien, maar draait de aangedreven stang met de stapgrootte in de gewenste richting (tegen de klok in bij een positieve en met de klok mee bij een negatieve stapgrootte) en probeert na iedere stap het mechanisme in elkaar te zetten. Als dit niet mogelijk is laat de simulatie de onmogelijke posities weg.

In figuur 16 is de linkerstang als aangedreven stang aangewezen en is een simulatie gedaan voor tien stappen van 5° (dat is dus linksom). UG Analysis doet twee stapjes en stopt dan met de simulatie omdat de volgende acht posities onmogelijk zijn. Zoals bekend is uit figuur 4 is de uiterste stand van dit mechanisme $101,537^\circ$, dus 90° (ontwerppositie) plus twee stapjes van 5° is 100° en dat is dus de laatst mogelijke stand.

Als de simulatie gedaan wordt waarbij de aangedreven stang rechtsonder draait gebeurt het volgende (ingegeven zijn 72 stapjes van -5°). De linkerstang draait rechtsonder en de eerste twaalf stapjes draait de rechterstang ook rechtsonder en bereikt daarmee bijna zijn uiterste stand (fig.17).

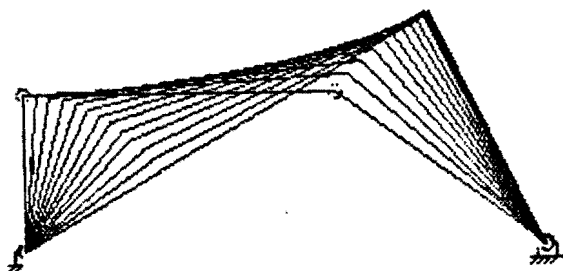


fig.17 Simulatie met de linkerstang als aandrijvende stang en stapjes van -5° .

Daarna blijft de linkerstang natuurlijk rechtsonder draaien maar gaat de rechterstang linksom draaien tot ongeveer de uiterste stand van de linkerstang (die uiterste stand ligt bij $248,436^\circ$, zie fig.4) bereikt is (fig.18).

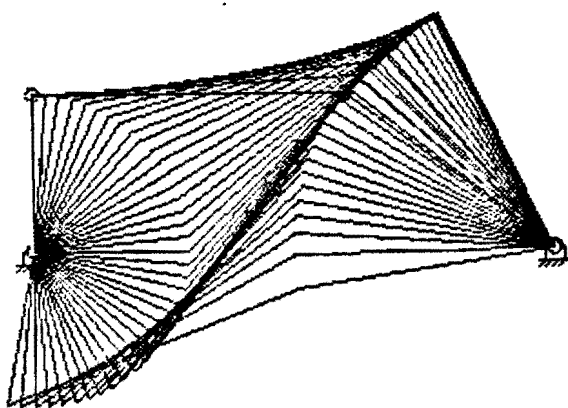


fig.18 Simulatie met de linkerstang als aandrijvende stang en stapjes van -5° .

Daarna is het een aantal posities onmogelijk het mechanisme samen te stellen, maar twee stapjes voor de ontwerppositie is dat weer wel mogelijk en die twee posities worden dan ook weer afgebeeld samen met het stapje waarmee het mechanisme in zijn ontwerppositie

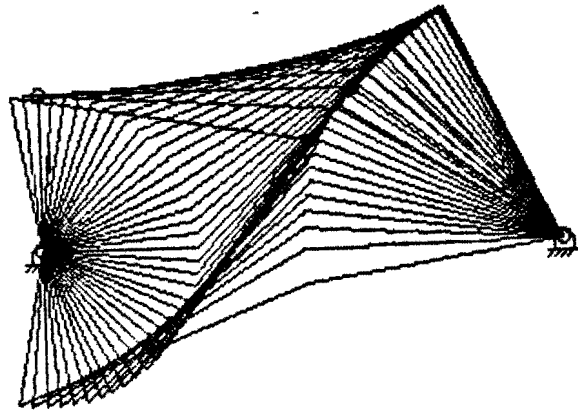


fig.19 Simulatie met de linkerstang als aandrijvende stang en stapjes van 5° .

terug zou kunnen komen (fig.19). Er gebeurt dan echter iets opmerkelijks. Zoals bekend uit 3.1.1 heeft het mechanisme meerdere bewegingsmogelijkheden. Het opmerkelijke hier is dat de laatste drie posities uit figuur 19 niet overeenkomen met de posities uit figuur 16, er is voor een andere bewegingsmogelijkheid gekozen en het mechanisme komt niet terug in zijn uitgangspositie. Bij de simulatie die in figuur 16 is afgebeeld was geen keuze mogelijk omdat er vanuit de ontwerppositie slechts één bewegingsmogelijkheid was, bij de laatste standen van de simulatie uit figuur 19 is die keuze er wel en UG Analysis maakt dan ook een keuze, zonder dat echter te vermelden (en te weten).

Als de resultaten met de functie "Graph" bekeken worden, wordt het resultaat verkregen dat in figuur 20 is afgebeeld. In de grafiek zijn de hoekverdraaiingen van het linkergestelpunt (rood) en van het rechtergestelpunt (magenta) op de y-as uitgezet tegen de positienummers op de x-as. Een hoekverdraaiing rechtsonder is negatief en negatieve verplaatsingen worden weergegeven met een hoek van 360° minus de negatieve hoekverdraaiing. Voor de onmogelijke posities worden wel lijnen getrokken maar worden er geen blokjes getekend.

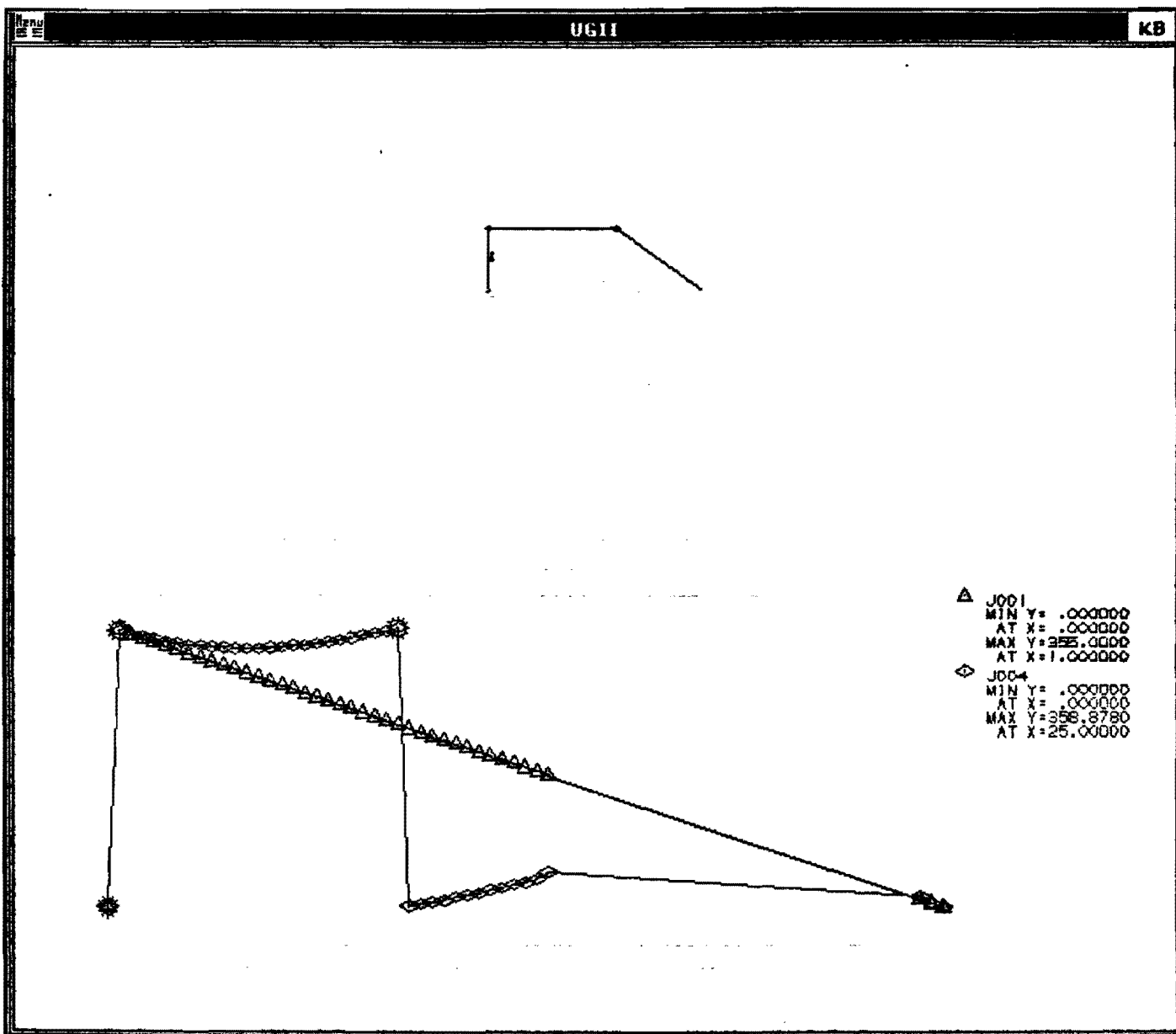


fig.20 De verdraaiingen van het linkergestelpunt (rood) en het rechtergestelpunt (magenta) weergegeven met de functie "Graph".

De resultaten van de functie "Graph" kunnen ook in tabel-vorm worden weergegeven met de functie "Tabulate" (fig. 21).

MECHANISM ANALYSIS

TIME/POSITION	DISPLACEMENT PSI
+0.000000E+00	+0.000000E+00
+1.000000E+00	+3.554110E+02
+2.000000E+00	+3.514540E+02
+3.000000E+00	+3.479710E+02
+4.000000E+00	+3.448860E+02
+5.000000E+00	+3.421630E+02
+6.000000E+00	+3.397860E+02
+7.000000E+00	+3.377520E+02
+8.000000E+00	+3.360640E+02
+9.000000E+00	+3.347310E+02
+1.000000E+01	+3.337650E+02
+1.100000E+01	+3.331780E+02
+1.200000E+01	+3.329740E+02
+1.300000E+01	+3.331650E+02
+1.400000E+01	+3.337500E+02
+1.500000E+01	+3.347210E+02
+1.600000E+01	+3.360620E+02
+1.700000E+01	+3.377490E+02
+1.800000E+01	+3.397480E+02
+1.900000E+01	+3.420200E+02
+2.000000E+01	+3.445190E+02
+2.100000E+01	+3.471990E+02
+2.200000E+01	+3.500130E+02
+2.300000E+01	+3.529210E+02
+2.400000E+01	+3.558860E+02
+2.500000E+01	+3.588780E+02
+2.600000E+01	+1.877490E+00
+2.700000E+01	+4.869770E+00
+2.800000E+01	+7.848770E+00
+2.900000E+01	+1.081550E+01
+3.000000E+01	+1.377830E+01
+3.100000E+01	+1.675300E+01
+3.200000E+01	+1.976530E+01
+3.300000E+01	+2.285340E+01
+3.400000E+01	+2.607670E+01
+3.500000E+01	+2.953180E+01
+3.600000E+01	+3.339840E+01
+3.700000E+01	+3.809310E+01
+3.800000E+01	+4.536200E+01
+7.000000E+01	+1.399130E+01
+7.100000E+01	+5.617660E+00
+7.200000E+01	+6.465930E-05

fig.21 De verdraaiing van het rechtergestelpunt weergegeven met de functie "Tabulate".

Na het analyseren van het dubbelslingermechanisme met het programma-deel UG Analysis zijn een aantal conclusies te trekken. Ten eerste dat UG Analysis de uiterste standen niet als resultaat geeft, een uiterste stand ligt tussen de laatste stand die berekend is en de eerste waarvoor dat onmogelijk is. Ten tweede gaat de analyse na een aantal onmogelijke standen gewoon door. En ten derde kiest UG Analysis, als er meerdere bewegingsmogelijkheden zijn, één van die mogelijkheden zonder kenbaar te maken dat er meerdere mogelijkheden zijn. Ten slotte is het met de UG Analysis-functies "Graph" en "Tabulate" mogelijk alle gegevens van de analyse in grafiek of in tabel te laten verschijnen.

3.2.2 Strekbaar vierstangenmechanisme.



fig.22 Strekbaar vierstangenmechanisme.

Het mechanisme in figuur 22 is hetzelfde als in 3.1.2 . Hier wordt echter onderzocht wat de resultaten zijn als het mechanisme geanalyseerd wordt met UG Analysis.

Als de analyse gedaan wordt met 72 stapjes van 5° (fig.23) stopt de analyse bij het achttiende stapje, dat is dus de gestrekte positie. Wordt de analyse gedaan met 72 stapjes van -5° , dan stopt de analyse in dezelfde stand en wordt met de functie "Animate" (fig.24) het negatief verkregen van figuur 23.

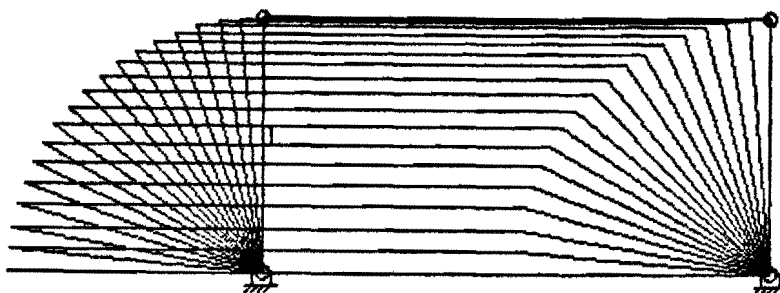


fig.23 Het resultaat van de simulatie met 72 stapjes van 5° .

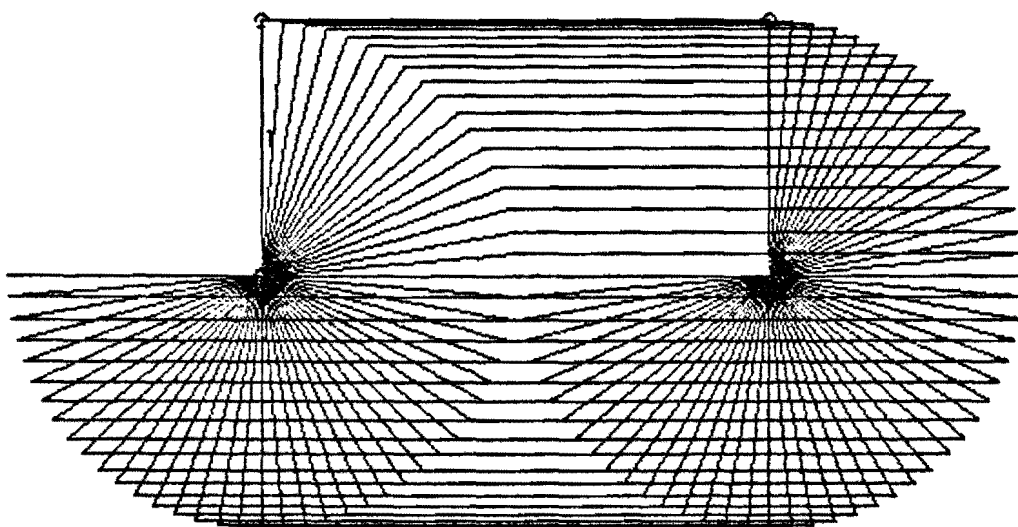


fig.24 Het resultaat van de simulatie met 72 stapjes van -5° .

De voortzetting op de linker gestrekte stand levert voor UG Analysis kennelijk problemen op want in tegenstelling tot het resultaat van 3.2.1 waar het doorlopen van een aantal onmogelijke posities geen reden was om de analyse te stoppen stopt hier de analyse bij de éne gestrekte stand maar gaat bij de andere gestrekte stand, waar even veel of even weinig reden is om te stoppen, gewoon door. Het is mogelijk de moeilijkheden te vermijden door een stapgrootte, bijvoorbeeld 7° , te kiezen waarbij het mechanisme niet in de moeilijke positie komt. Deze strategie werkt en

het resultaat is een volledige omwenteling, waarbij de parallelvorm van het mechanisme gehandhaafd blijft (fig.25). Het is niet mogelijk om de andere bewegingsvariant als resultaat te krijgen.

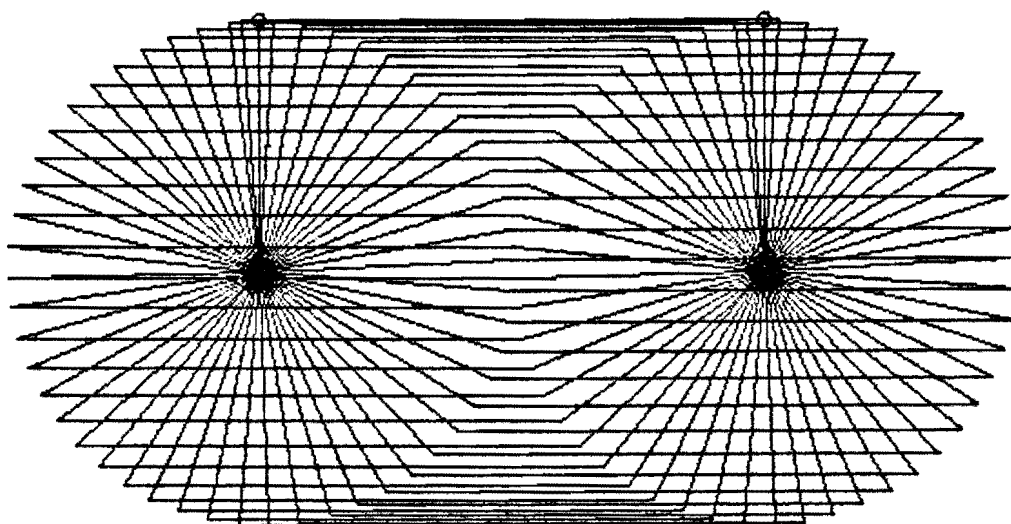


fig.25 Het resultaat van de simulatie met 52 stapjes van 7° .

Bij de analyse van dit strekbaar vierstangenmechanisme vallen de volgende conclusies te trekken. Ten eerste leveren sommige gestrekte posities dusdanige problemen op voor UG Analysis dat de analyse niet verder kan gaan na deze posities. Ten tweede blijkt dat van de beide bewegingsmogelijkheden in de gestrekte posities er steeds één gekozen wordt (en wel altijd dezelfde) en dat daarbij niet aangegeven wordt dat er meerdere bewegingen mogelijk zijn.

3.2.3 Kruk-sleuf mechanisme.



fig.26 Kruksleufmechanisme.

Het kruksleufmechanisme (fig.26) is een veel voorkomend mechanisme in de werktuigbouwkunde. Het is dus belangrijk te weten of het programma-deel UG Analysis dit type mechanisme kan analyseren. Dat is op zijn beurt weer afhankelijk van de mogelijkheden om met schuifgeleidingen te werken. Het werken met vaste schuifgeleidingen blijkt geen problemen op te leveren (fig.27 en fig.28).

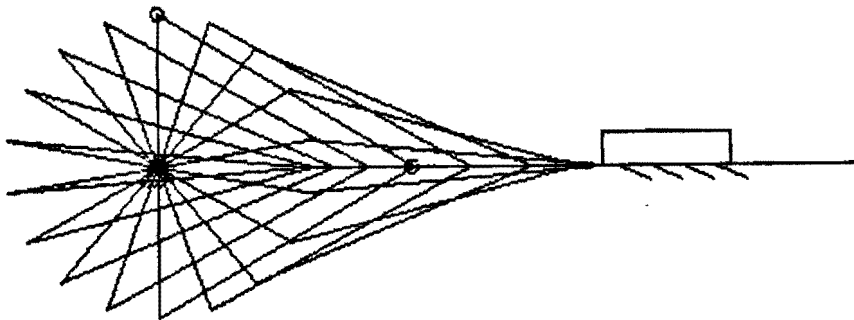


fig.27 Het resultaat van de simulatie met 18 stapjes van 20°.

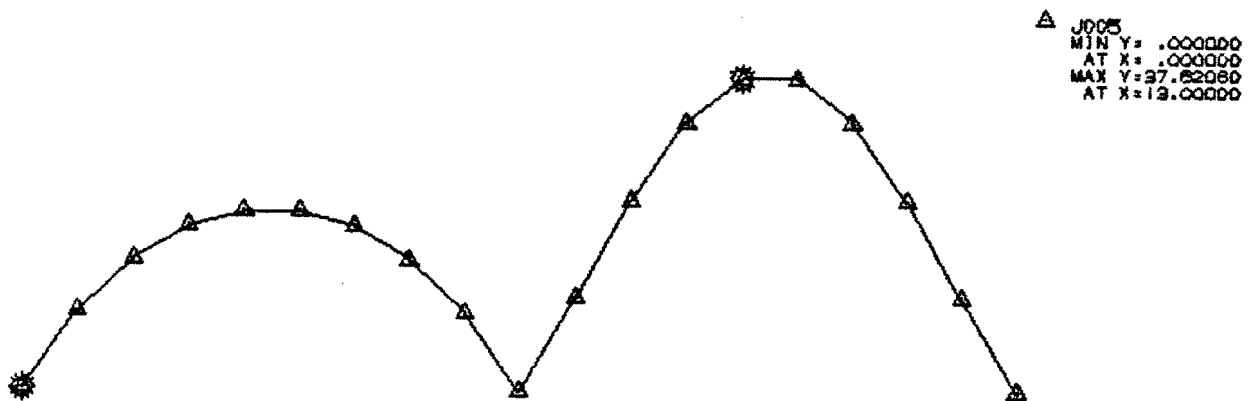


fig.28 De verplaatsing van de schuif in een grafiek uitgezet tegen het nummer van de positie.

Het is echter niet mogelijk om gecombineerde schuif-draaigeleidingen waarvan een voorbeeld te zien is in figuur 29 te gebruiken. Dit is echter geen

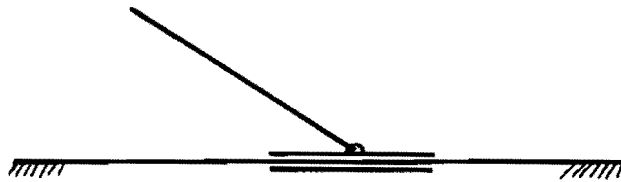


fig.29 Gecombineerde schuifdraaigeleiding.

onoverkomelijk probleem omdat dit soort verbindingen vervangen kunnen worden door een afzonderlijke schuifgeleiding en een afzonderlijk draaipunt, bijvoorbeeld zoals in figuur 30 gedaan is voor de situatie in figuur 29.

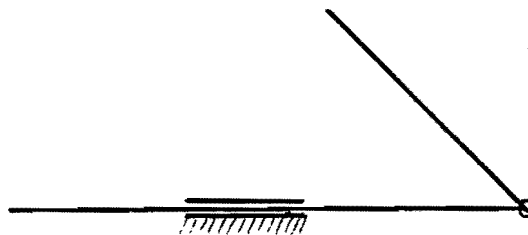


fig.30 Vervanging van een schuifdraaigeleiding.

De conclusie hier is dat er soms even over gedacht moet worden hoe een schuifgeleiding ingevoerd moet worden maar dat dit wel mogelijk is, en dat de analyse van een mechanisme met schuifgeleidingen met UG Analysis geen problemen oplevert.

3.2.4 Tandwiel mechanisme.

Het is mogelijk om in het Mechanisms-pakket mechanismen te ontwerpen waarin tandwielen verwerkt zijn, hoewel met een aantal zaken rekening gehouden moet worden. Ten eerste worden de tandwielen door het Mechanisms-pakket gezien als een soort scharnier tussen stangen. De consequentie daarvan is dat alle tandwielen ofwel vast (zonder te kunnen draaien) aan de vaste wereld wereld ofwel aan een stang moeten worden bevestigd. En ten tweede moeten niet de diameters van de tandwielen

worden opgegeven maar moet de overbrengverhouding worden opgegeven, waarna het systeem rekening houdend met de afstand tussen de draaipunten de tandwielen creëert, dat is soms gemakkelijk, soms ook erg vervelend (bijvoorbeeld als een tandwielmechanisme met een bepaalde polenconfiguratie ontworpen moet worden, waarvan de overbrengverhoudingen niet bekend zijn).

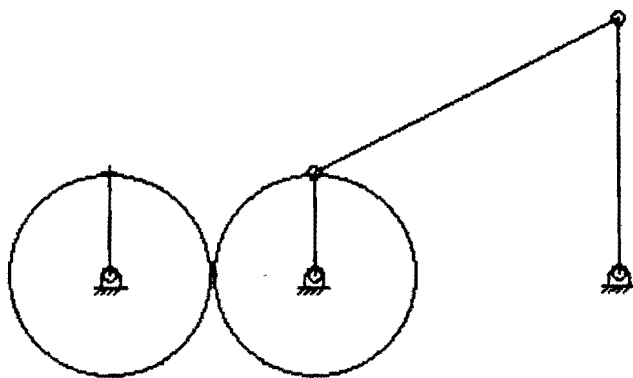


fig.31 Door tandwielen aangedreven kruk-slinger mechanisme.

In figuur 31 is een door tandwielen aangedreven kruk-slinger mechanisme afgebeeld. De beweging van dat mechanisme is gesimuleerd voor 8 stapjes van 40° van het linkertandwiel. Het resultaat daarvan is afgebeeld in figuur 32. In die figuur is te zien dat er een hulplijn getrokken wordt van het middelpunt van het aandrijvende tandwiel naar het draaipunt op de buiten-diameter van het tweede tandwiel. Deze hulplijn werkt verwarrend maar het resultaat van de simulatie is correct.

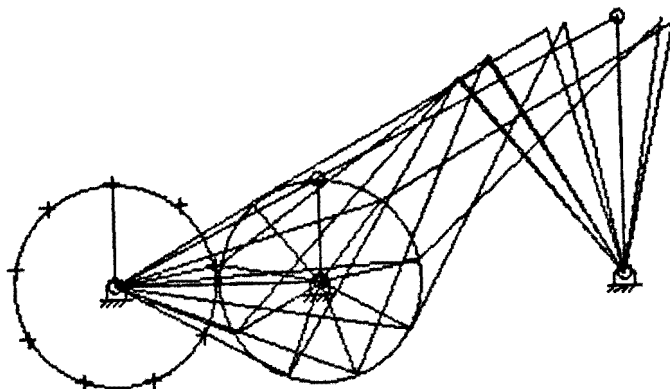


fig.32 Simulatie van het door tandwielen aangedreven mechanisme met 8 stapjes van 40°.

Als tweede voorbeeld is het mechanisme dat bovenin figuur 33 staat afgebeeld geanalyseerd. Van dit mechanisme, een vast tandwiel waarom een tweede tandwiel loopt, is de beweging gesimuleerd in 360 posities. Van een "Analysis-point" op het tweede (bewegende) tandwiel is onderin figuur 33 de snelheid in een grafiek uitgezet.

Verder is het mogelijk om een tandwiel aan de binnenkant van een ander tandwiel te laten draaien, zoals in figuur 34 afgebeeld is. Hiertoe moet een negatieve overbrengverhouding worden ingegeven. In figuur 34 is verder voor 360 posities aangegeven waar het "Analysis-point" zich bevindt. Op deze manier ontstaat een soort koppelkromme voor het "Analysis-point".

De conclusie uit de analyse van tandwielmechanismen is dat het gebruik van tandwielen in het Mechanisms-pakket mogelijk is, hoewel het soms nodig is om een overbodige stang aan een tandwiel te bevestigen en het vaak niet prettig is dat niet de diameters van de tandwielen maar de overbrengverhouding opgegeven moet worden. Als een

tandwielmechanisme ingevoerd is levert de analyse van de beweging van dat mechanisme geen problemen op, een schoonheidsfoutje is echter dat bij de functie "Animate" een hulplijntje in beeld wordt gebracht dat verwarrend kan werken.

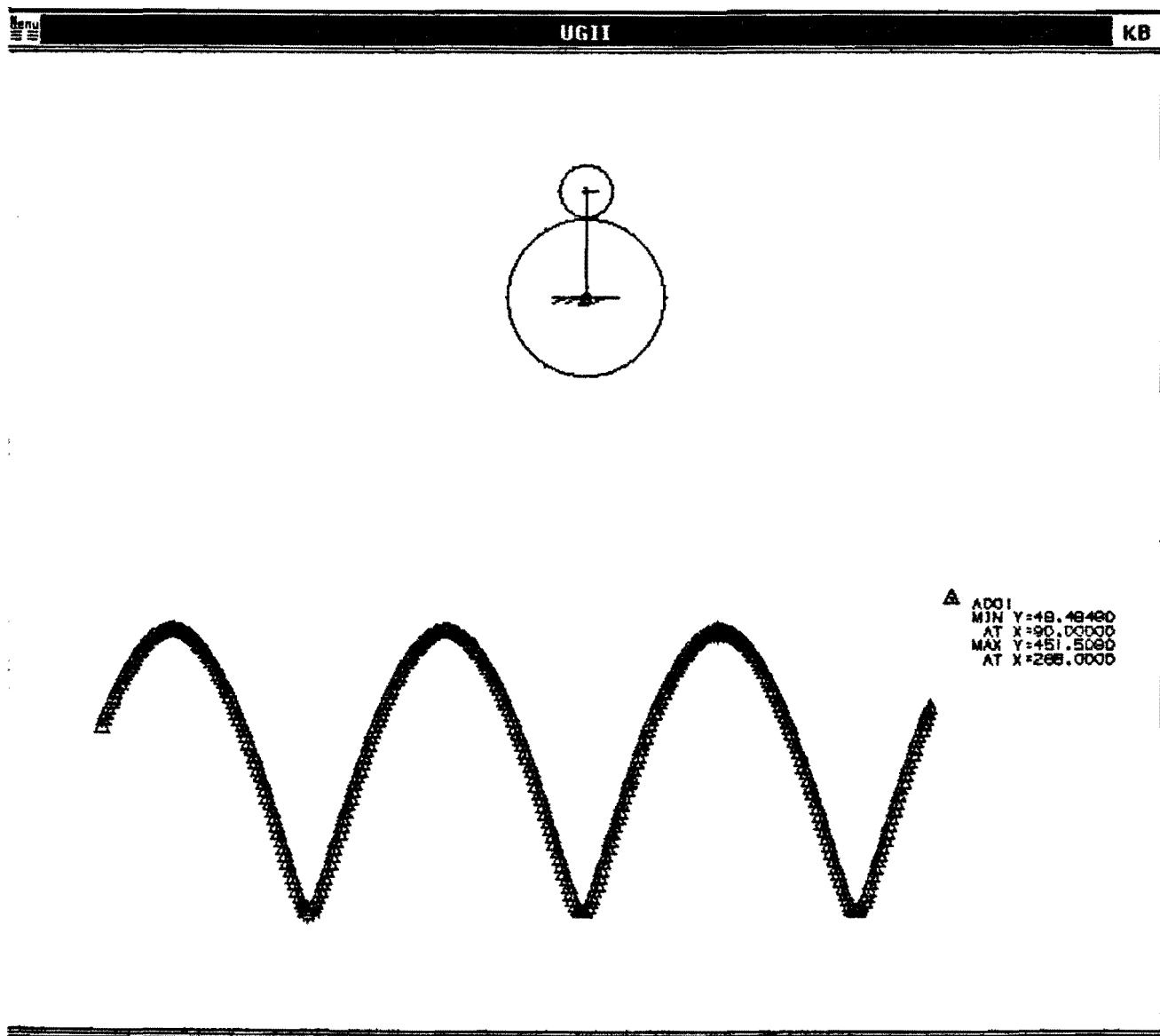


fig.33 Mechanisme met twee tandwielen met een positieve overbrengverhouding (boven) waarvoor de snelheid van het "Analysis-point" in grafiek is uitgezet (onder).

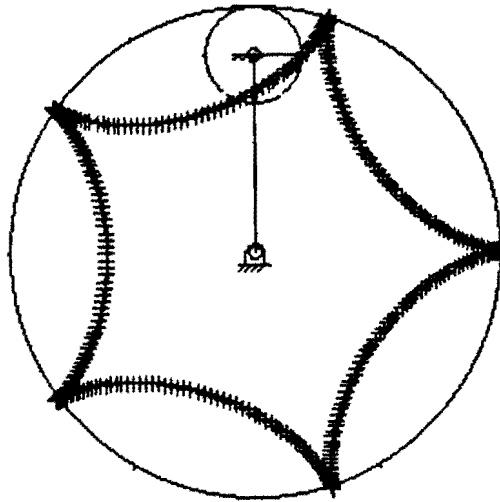


fig.34 Mechanisme met twee tandwielen met een negatieve overbrengverhouding, waarbij de positie van het "Analysis-point" in 360 posities is weergegeven.

3.2.5 Starre en momentaan beweegbare mechanismen.

Uit 3.1.5 is bekend wat starre en wat momentaan beweegbare mechanismen zijn. Boven in figuur 35 is een star mechanisme afgebeeld waarvoor is onderzocht welke beweging UG Analysis bij dat mechanisme toelaat. De kleinste stapjes die UG Analysis kan maken zijn 0.001° van de aangedreven stang. Zoals uit de grafiek onderin figuur 35 valt af te lezen laat UG Analysis één stapje van 0.001° toe.

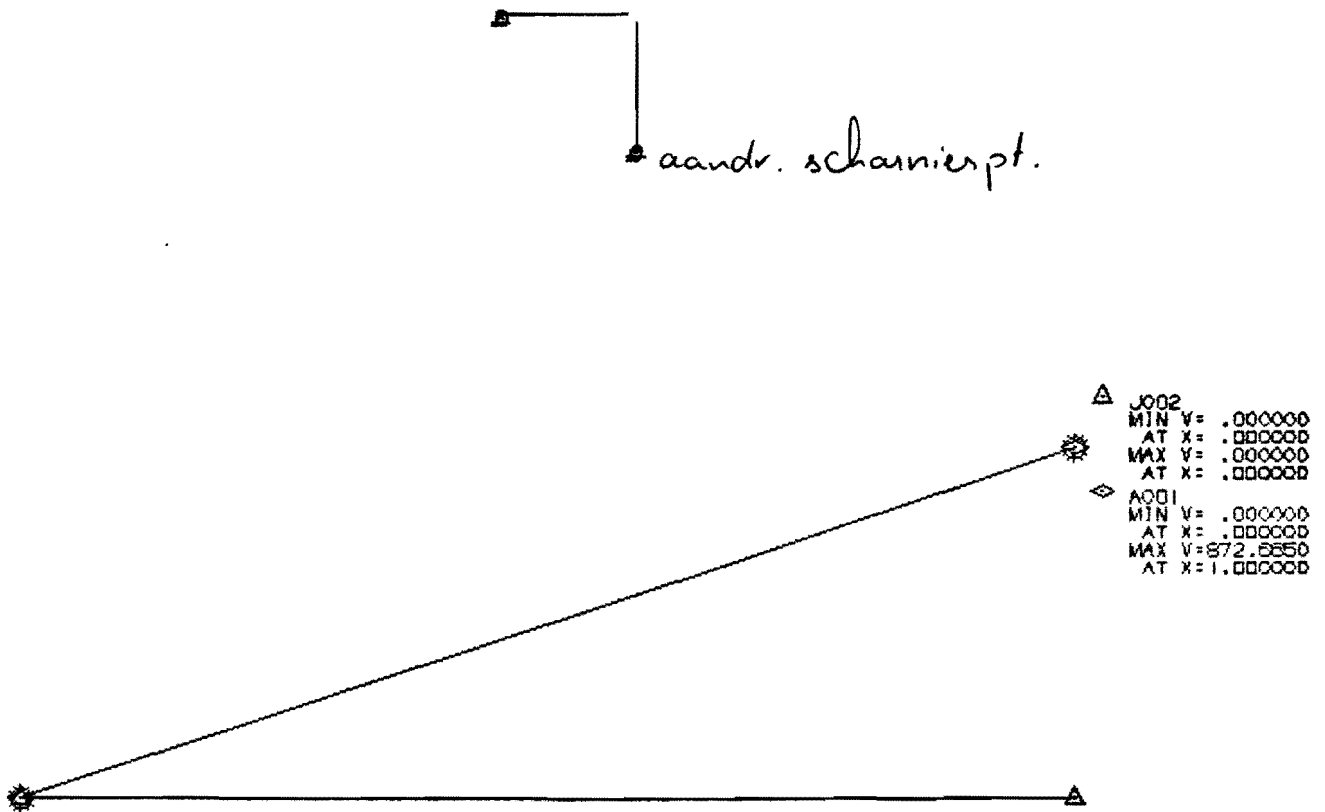


fig.35 Een star mechanisme (boven) met zijn beweeglijkheid volgens UG Analysis uitgezet in een grafiek (onder).

Bij momentaan beweegbare mechanismen, zoals bijvoorbeeld afgebeeld in figuur 36 (boven), is de beweeglijkheid groter zoals te zien is in de grafiek onderin figuur 36. Hier worden 25 stapjes van 0.01° toegelaten.

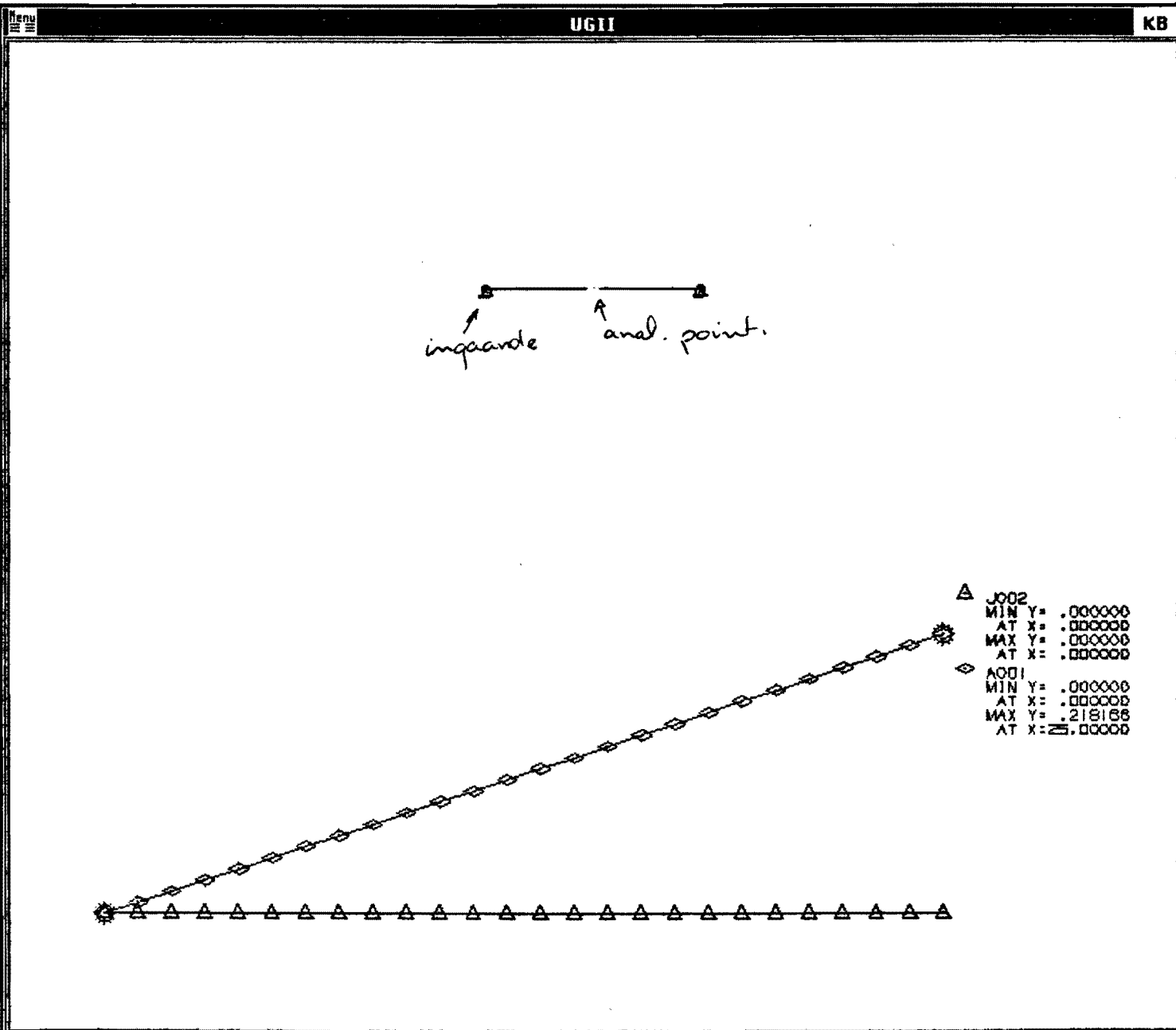


fig.36 Een momentaan beweegbaar mechanisme (boven) met zijn beweeglijkheid volgens UG Analysis uitgezet in een grafiek (onder).

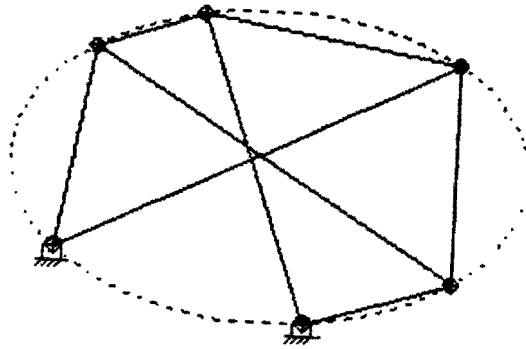


fig.37 Momentaan beweegbaar mechanisme op basis van de stelling van Pascal.

Een zelfde soort resultaat geeft de analyse van een complexer momentaan beweegbaar mechanisme zoals het in figuur 37 afgebeelde mechanisme. Zoals in figuur 38 af te lezen is blijken hier grotere hoekverdraaiingen te worden toegelaten, 0.7° voor de ingaande stang en 1.9° voor een andere stang. De maximaal toegelaten hoekverdraaiingen in UG Analysis zijn afhankelijk van de toleranties bij de berekeningen. Voor de toleranties kunnen verschillende waarden ingegeven worden zoals beschreven staat in bijlage 3.

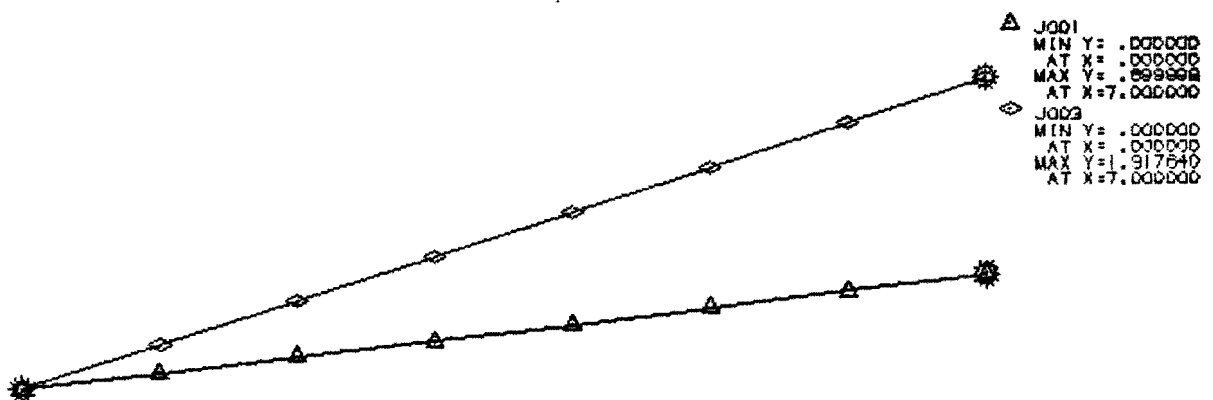


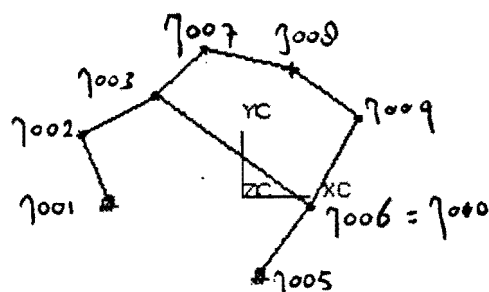
fig.38 De hoekverdraaiingen in de scharnierpunten J001 en J003 uitgezet in een grafiek.

De conclusie is dat bij een standaardinstelling van de toleranties bij starre mechanismen slechts een bijzonder kleine beweging wordt toegelaten. Bij momentaan beweegbare mechanismen kan de toegelaten beweging, afhankelijk van de afmetingen en de complexiteit van het mechanisme, oplopen tot enkele graden.

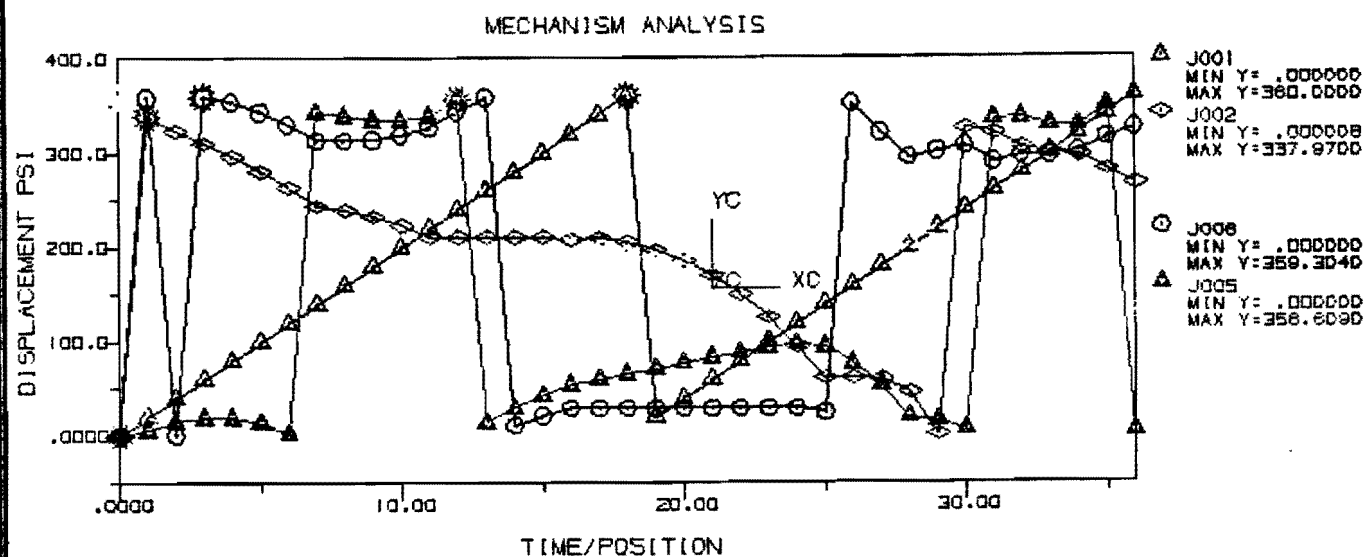
3.2.6 Onbepaalde mechanismen.

Een onbepaald mechanisme is een mechanisme met meer dan één vrijheidsgraad. Bijvoorbeeld het mechanisme uit figuur 39 dat 4 graden van vrijheid heeft. Als één stang wordt aangedreven, zijn voor de rest van het mechanisme nog vele bewegingen mogelijk. In het geval van figuur 39 is de stang die verbonden is met het linkergestelpunt de aangedreven stang en er is onderzocht wat UG Analysis met deze situatie doet. Het resultaat is dat UG Analysis een mogelijke bewegingsvorm uitkiest, waarbij een voorkeur voor bewegingsmogelijkheden lijkt te bestaan waarbij stangen in elkaars verlengde liggen. Voor de uitgekozen bewegingsvorm worden op de gewone manier de resultaten berekend en weergegeven. In figuur 39 is bovenaan het onbepaalde mechanisme afgebeeld en daaronder zijn in twee grafieken de hoekverdraaiingen van de scharnierpunten weergegeven.

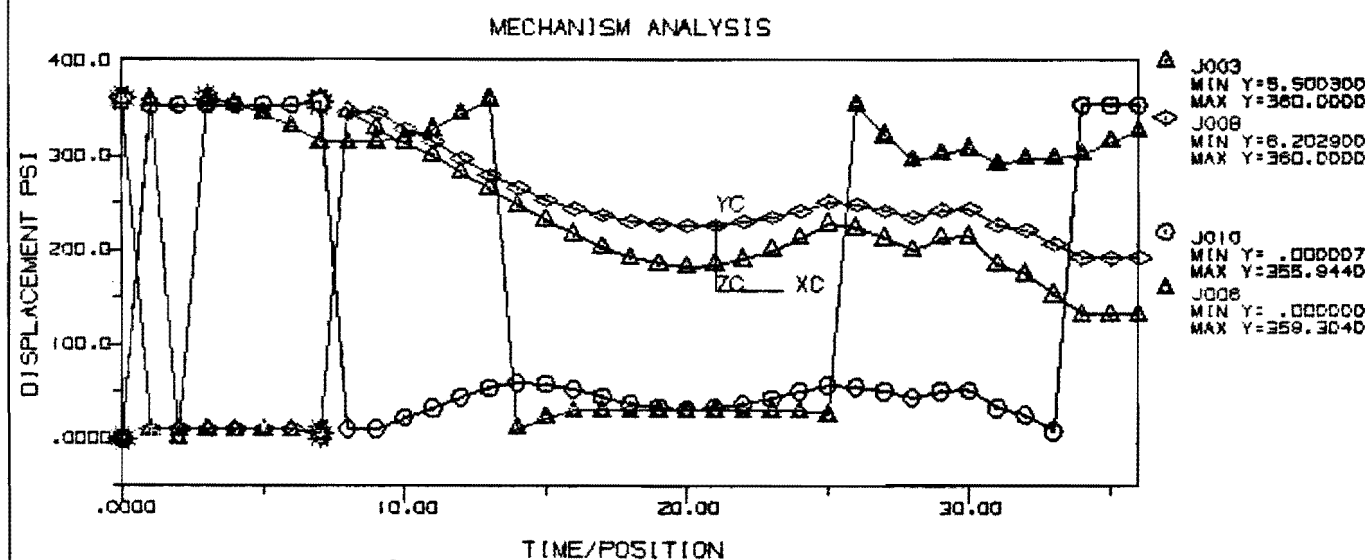
De conclusie hier is dat als een gebruiker van UG Analysis niet weet dat het mechanisme dat ingevoerd is en geanalyseerd wordt meerdere vrijheidsgraden heeft, de gebruiker daar ook niet door UG Analysis op attent gemaakt wordt.



MECHGRAP WORK



GRAPH



GRAPH

fig.39 Een onbepaald mechanisme (boven) met de hoekverdraaiingen van de scharnierpunten uitgezet in een grafiek (midden en onder).

3.2.7 Stephenson 2 en Stephenson 3 mechanismen.

Een Stephenson 2 mechanisme is afgebeeld in figuur 40 en een Stephenson 3 mechanisme in figuur 41.

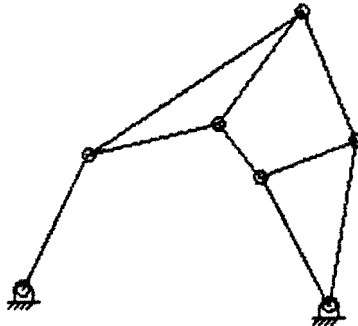


fig.40 Stephenson 2 mechanisme.

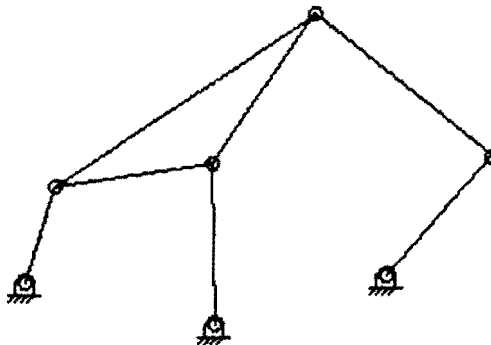


fig.41 Stephenson 3 mechanisme.

Deze mechanismen zijn onderzocht omdat ze zogenaamde Assur-groepen bevatten, die de analyse eventueel onmogelijk zouden kunnen maken. Dat blijkt niet het geval te zijn.

De conclusie is dat Assur-groepen geen problemen opleveren bij analyse met UG Analysis.

3.2.8 Rechtgeleidingsmechanisme.

In figuur 42 is een mechanisme afgebeeld met één graad van vrijheid volgens Grübler. Dat mechanisme is bedoeld

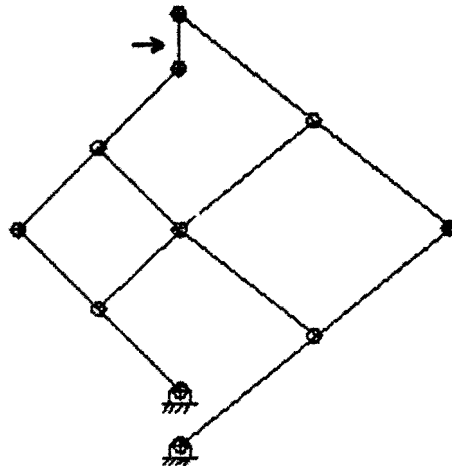


fig.42 Rechtgeleidingsmechanisme versie 1.

om het met een pijltje aangegeven vlak recht te geleiden. Bij analyse van de beweging van het mechanisme is echter de beweging uit figuur 43 het resultaat, en niet de beoogde rechtgeleiding.

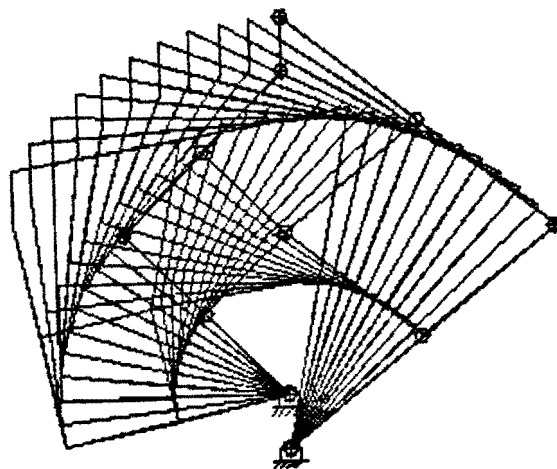


fig.43 Beweging van rechtgeleidingsmechanisme versie 1.

Het blijkt dat de met een pijl aangeduide stang in figuur 42 zonder gevolgen voor het mechanisme weggelaten kan worden. In dat geval heeft het mechanisme volgens Grübler 2 graden van vrijheid en is dus sprake van een niet gedwongen beweging. Als het meest linkse scharnierpunt rechtgeleid wordt en het middelste scharnierpunt gestelpunt wordt, zoals afgebeeld in figuur 44, is er volgens Grübler weer één

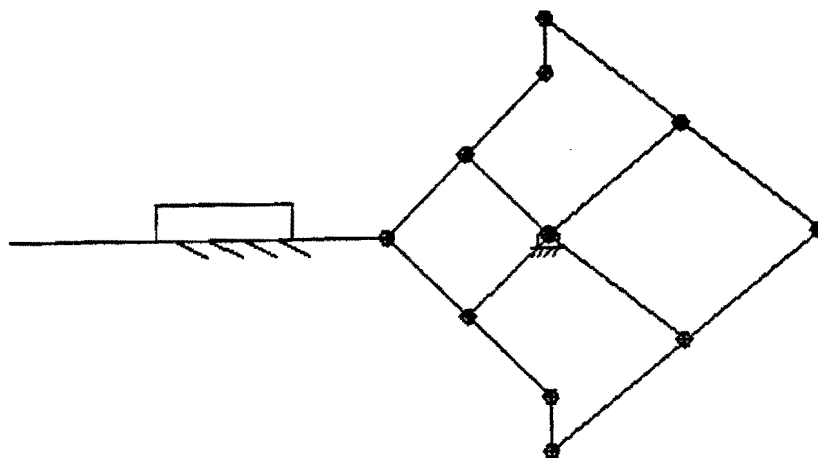


fig.44 Rechtgeleidingsmechanisme versie 2.

graad van vrijheid maar kan die éne stang niet meer worden weggelaten en zou de beoogde rechtgeleiding een feit moeten zijn. Het resultaat van de analyse met UG Analysis is afgebeeld in figuur 45. Het lijkt erop alsof er behalve de beoogde beweging nog een afwijking mogelijk is. Nadere beschouwing van het mechanisme leert inderdaad dat in iedere stand van het mechanisme het bovenste scharnierpunt een momentane beweging kan maken.

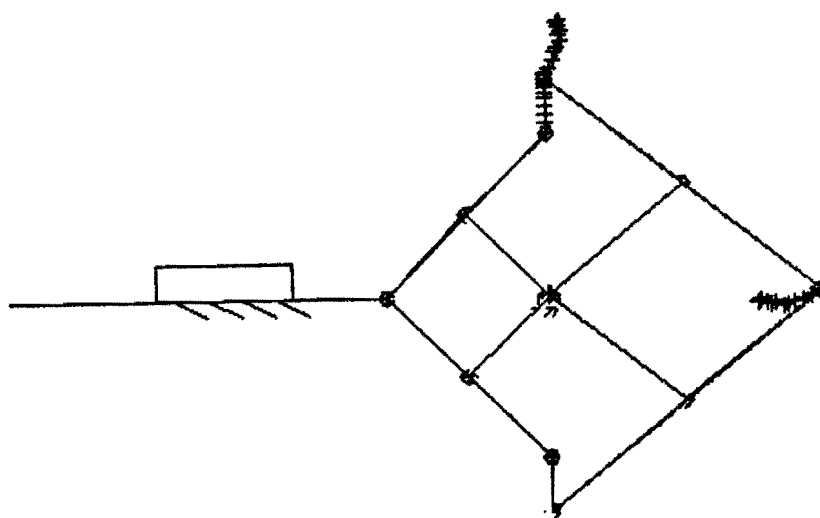


fig.45 Beweging van rechtgeleidingsmechanisme versie 2.

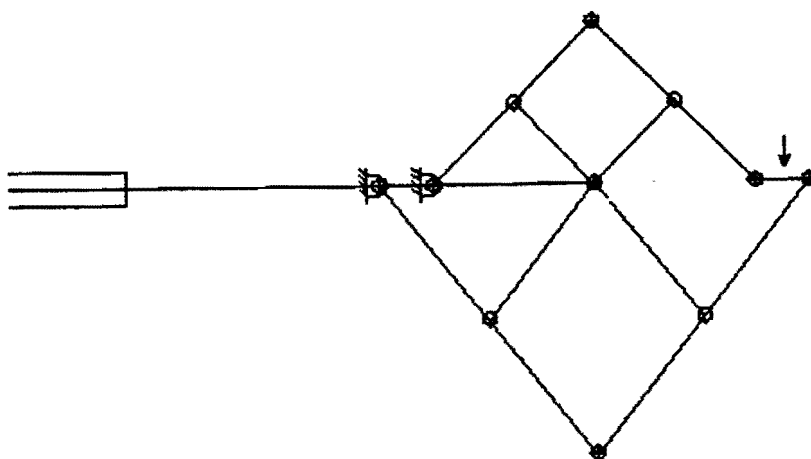


fig.46 Rechtgeleidingsmechanisme versie 3.

Om de bedoelde rechtgeleiding te verkrijgen moet het mechanisme twee gestelpunten en een rechtgeleiding krijgen zoals in figuur 46 is afgebeeld. Dit mechanisme versie 3 heeft volgens Grübler geen graden van vrijheid, de met een pijltje aangegeven stang kan echter weer worden weggelaten zodat Grübler op één graad van vrijheid komt, en een correcte rechtgeleiding van het met een pijltje aangegeven vlak een feit is.

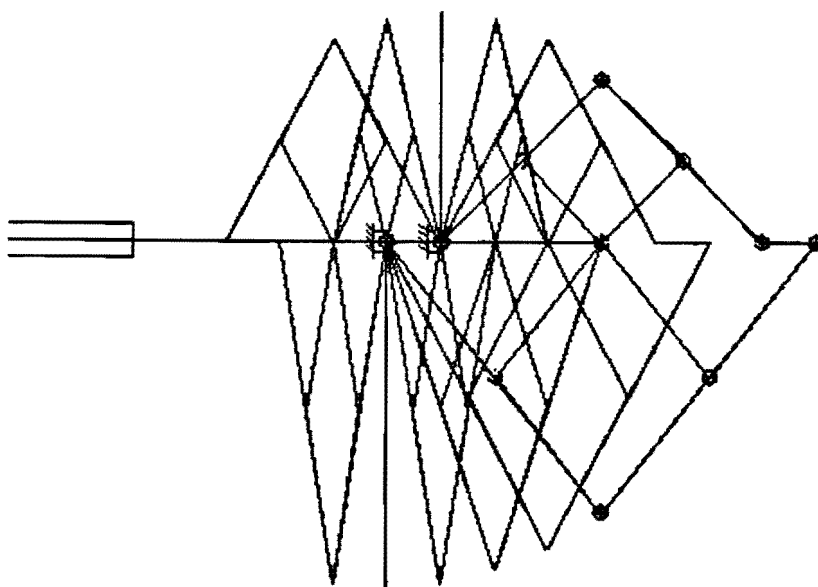


fig.47 Beweging rechtgeleidingsmechanisme versie 3.

Een echte conclusie valt hier niet te trekken , maar deze subparagraaf geeft een indruk hoe UG Analysis een hulp kan zijn bij het analyseren van een mechanisme.

3.2.9 Het expres maken van een fout.

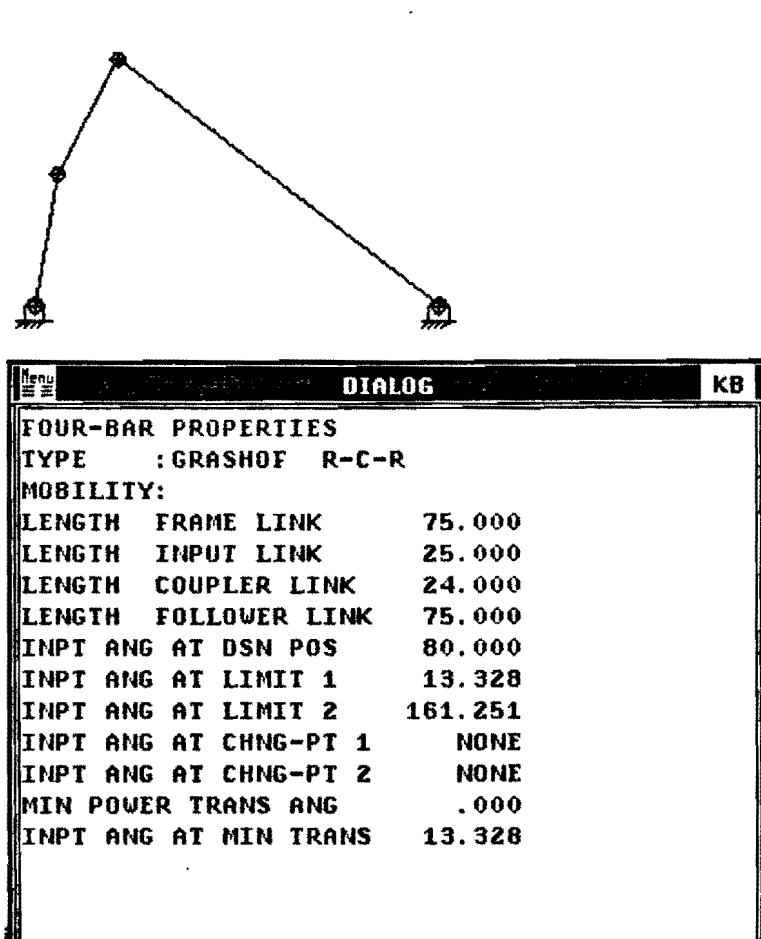


fig.48 Net-niet-strekbaar vierstangenmechanisme met zijn gegevens.

Het in figuur 48 afgebeelde mechanisme is een net-niet-strekbaar vierstangenmechanisme dat uiterste posities heeft, zoals de in figuur 48 afgebeelde gegevens vermelden. Deze subparagraaf is bedoeld om aan de hand van dit eenvoudige voorbeeld te laten zien wat er mis kan gaan bij de analyse van een mechanisme met UG

Analysis. Als het mechanisme uit figuur 48 geanalyseerd wordt met stapjes van 40° (dat is vlak voor en vlak na de uiterste standen) is het resultaat de beweging die is afgebeeld in figuur 49.

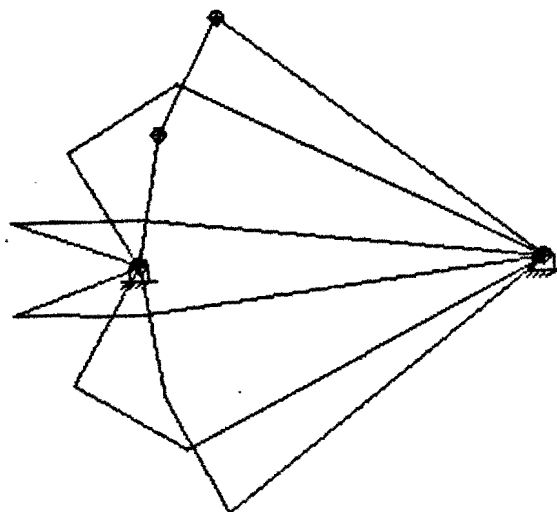


fig.49 Beweging van het mechanisme uit figuur 48.

Deze figuur suggereert een doorgaande beweging die onmogelijk is en het mechanisme neemt standen aan die alleen na demontage van het mechanisme mogelijk zijn. Iemand die niet beter weet wordt door deze uitkomst dus flink op het verkeerde been gezet.

De conclusie hier is dat de gebruiker van UG Analysis er altijd op verdacht moet zijn dat de uitkomsten van de analyse verkeerd kunnen zijn of een verkeerde indruk kunnen geven.

3.2.10 Brandpuntsmechanisme.

Een brandpuntsmechanisme van Kempe is een overbepaald mechanisme uitgaande van een stangenvierzijde. De stangenvierzijde waar in deze subparagraaf vanuit is gegaan is afgebeeld in figuur 50. In figuur 51 is de

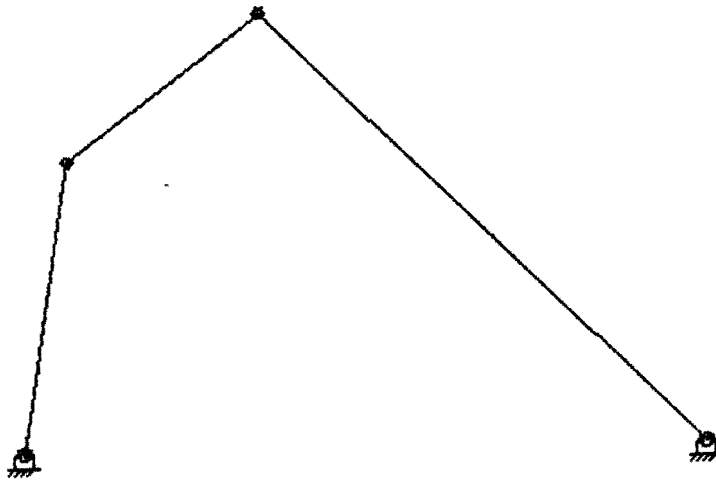


fig.50 Uitgangsmechanisme voor het brandpuntmechanisme.

Menu

DIALOG

KB

FOUR-BAR PROPERTIES

TYPE : CLASS 1 R-R-R

MOBILITY:

LENGTH FRAME LINK 140.000

LENGTH INPUT LINK 60.828

LENGTH COUPLER LINK 50.000

LENGTH FOLLOWER LINK 127.279

INPT ANG AT DSN POS 80.538

INPT ANG AT LIMIT 1 241.496

INPT ANG AT LIMIT 2 118.504

INPT ANG AT CHNG-PT 1 NONE

INPT ANG AT CHNG-PT 2 NONE

MIN POWER TRANS ANG .000

INPT ANG AT MIN TRANS 241.496

fig.51 De gegevens van het uitgangsmechanisme.

informatie die de functie "Four-bar properties" uit het programmadeel Synthesis geeft afgebeeld. In figuur 52 tot en met figuur 55 zijn respectievelijk afgebeeld de linker uiterste stand van het mechanisme, de rechter uiterste stand van het mechanisme, de stand van het mechanisme als de aangedreven stang 8 stapjes van -9.5° heeft gemaakt en de stand van het mechanisme na 9 stapjes van -9.5° . UG Analysis laat voor dit mechanisme

20 stapjes van -9.5° toe.

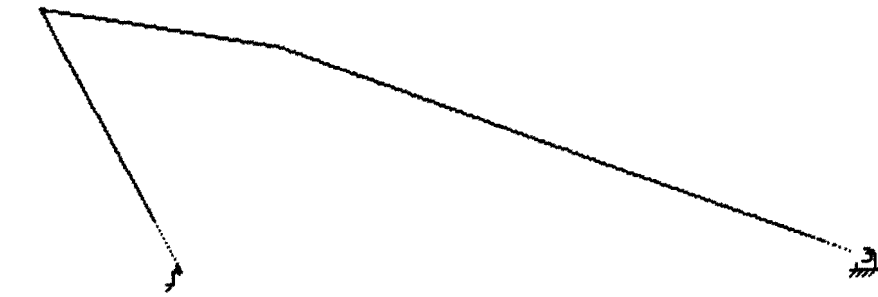


fig.52 De linker uiterste stand.

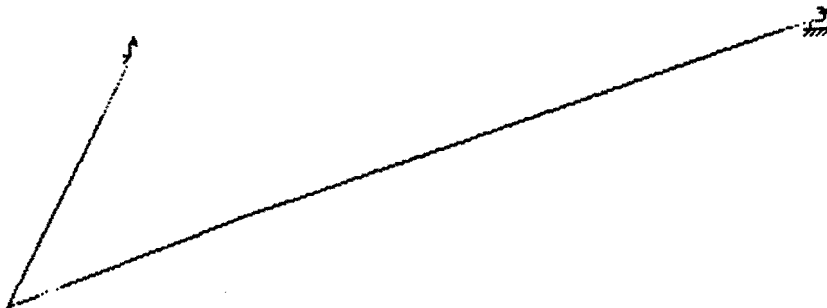


fig.53 De rechter uiterste stand.

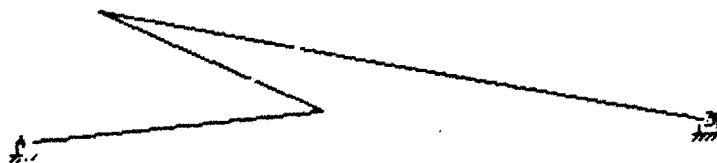


fig.54 De stand na 8 stapjes van -9.5° .



fig.55 De stand na 9 stapjes van -9.5° .

De geometrieën van de bij het uitgangsmechanisme behorende brandpuntmechanismen zijn gecreëerd in de Design-mode van Unigraphics (fig.56 en fig.57) en vervolgens gedefinieerd tot mechanismen (fig.58 en fig.59). Daarna zijn ook de bewegingen van deze mechanismen geanalyseerd, die in principe gelijk zouden moeten zijn aan de beweging van het uitgangsmechanisme.

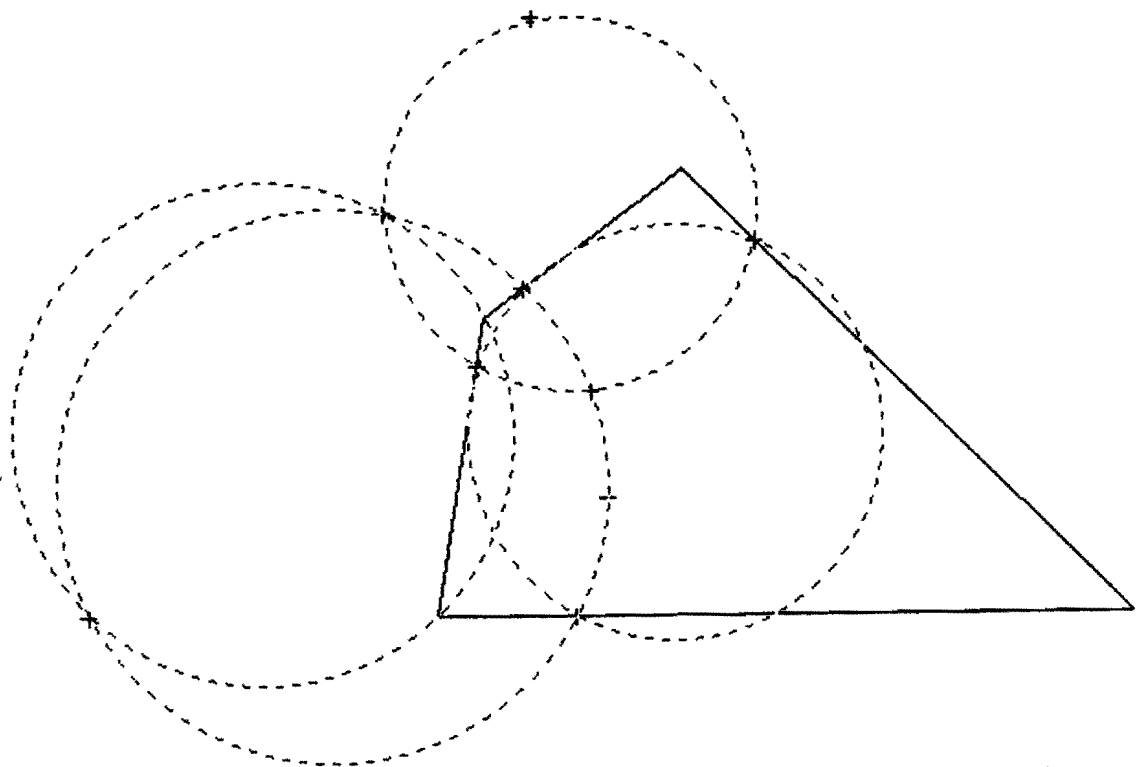


fig.56 Geometrie voor brandpuntmechanisme versie 1.

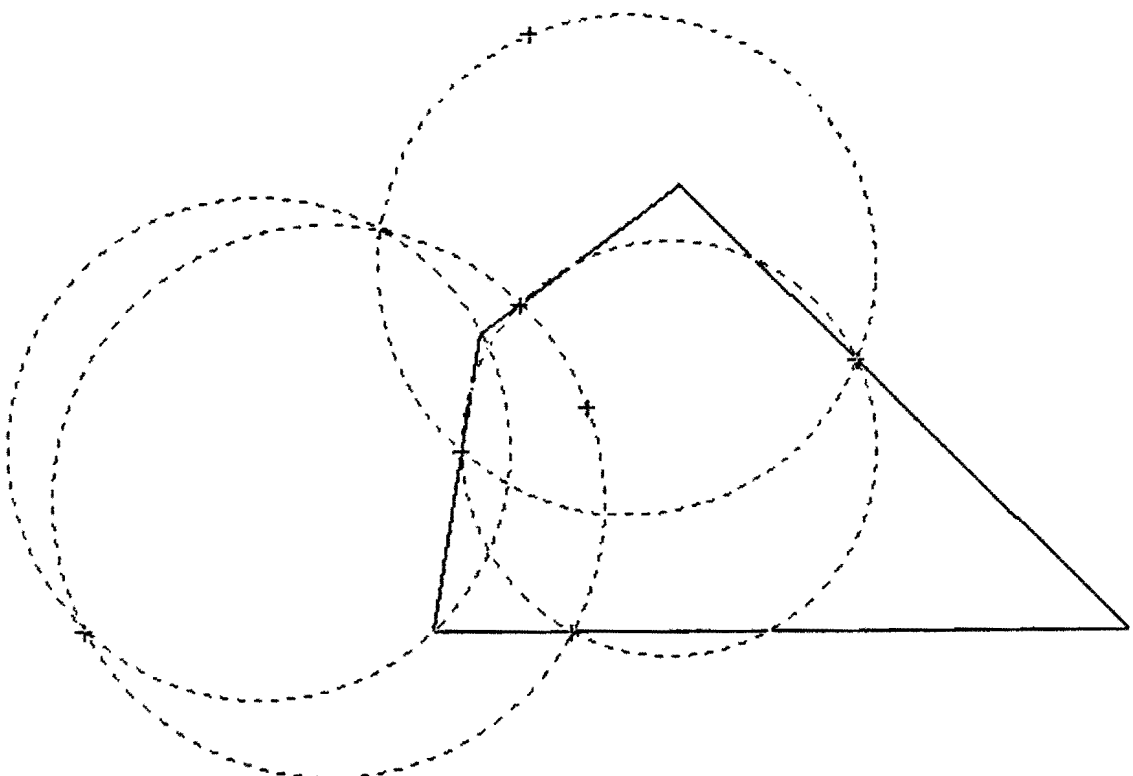


fig.57 Geometrie voor brandpuntmechanisme versie 2.

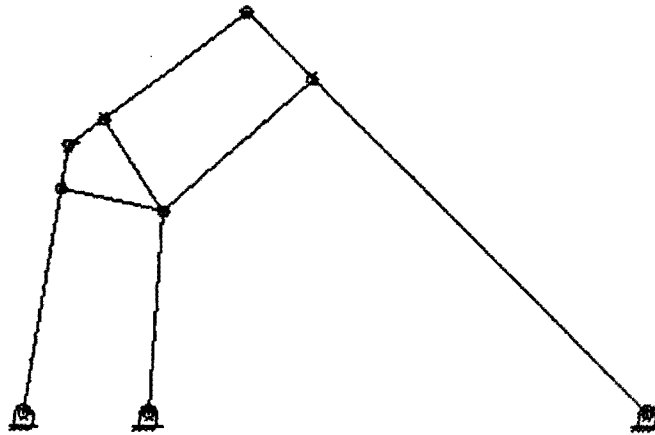


fig.58 Brandpuntmechanisme versie 1.

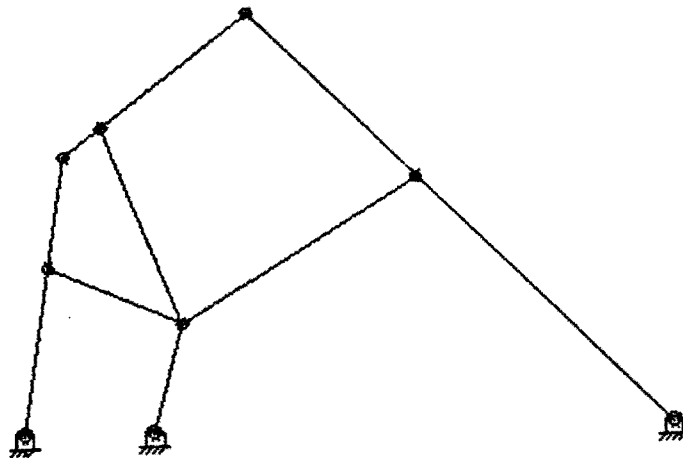


fig.59 Brandpuntmechanisme versie 2.

Het resultaat van het brandpuntmechanisme versie 1 wijkt daar echter van af. Tot en met het achtste stapje van -9.5° gaat het goed (fig.60), maar dan slaat UG Analysis 2 stapjes over en gaat verder met stapje 11 (fig.61) waarbij een stand is aangenomen die niet overeenkomt met de stand van het uitgangsmechanisme bij stap 11, er heeft een omklapping plaatsgevonden.



fig.60 Brandpuntmechanisme versie 1 na 8 stapjes van -9.5° .

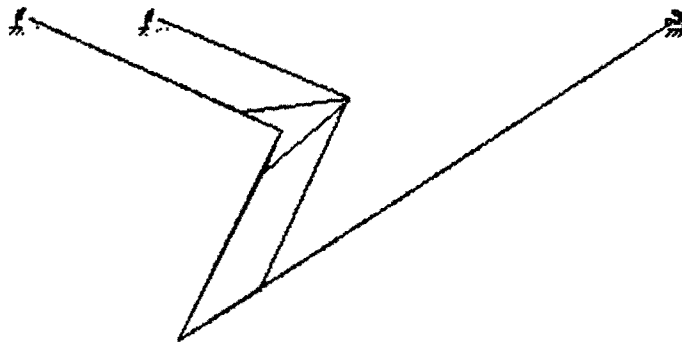


fig.61 Brandpuntmechanisme versie 1 na 11 stapjes van -9.5° .

UG Analysis laat 19 stapjes van -9.5° toe, dat is dus één minder dan bij het uitgangsmechanisme. Worden stapjes van -10° gemaakt dan gaat alles wel zoals het zou moeten. De correcte standen worden ingenomen, er worden geen stapjes overgeslagen en het laatste stapje wordt ook gemaakt (NB. $20 \cdot -9.5^\circ = -190^\circ$ gaat niet maar $19 \cdot -10^\circ = -190^\circ$ gaat wel). Bij het brandpuntmechanisme versie 2 gaat wel alles correct, zowel bij stapjes van -9.5° als bij stapjes van -10° wijkt de beweging niet af van die van het uitgangsmechanisme.

De conclusie is dat overbepaalde mechanismen goed te analyseren zijn met UG Analysis, maar dat een gebruiker er, zoals al aangetoond is in 3.2.9, rekening mee moet houden dat er iets mis kan gaan bij de analyse.

3.2.11 Vierschuifmechanisme.

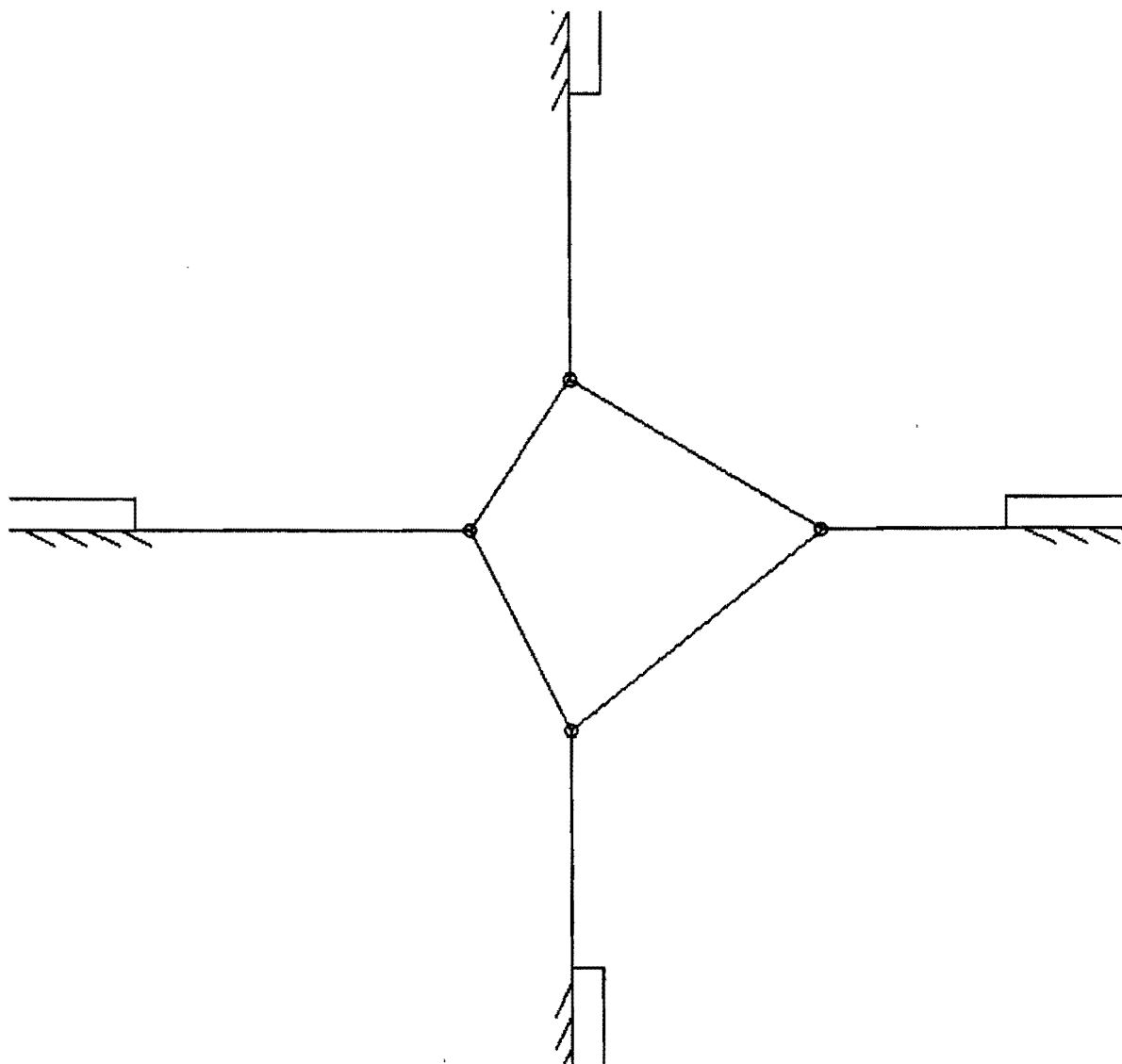


fig.62 Vierschuifmechanisme.

Het in figuur 62 afgebeelde mechanisme heeft vier schuifgeleidingen en is beweeglijk hoewel het volgens Grübler geen graden van vrijheid heeft. Die beweeglijkheid is te danken aan het feit dat de twee rechten waarop de rechtgeleidingen zich bevinden loodrecht op elkaar staan en dus Pappos-rechten zijn. De analyse van de beweging van dit mechanisme levert geen problemen op zoals in figuur 63 te zien is.

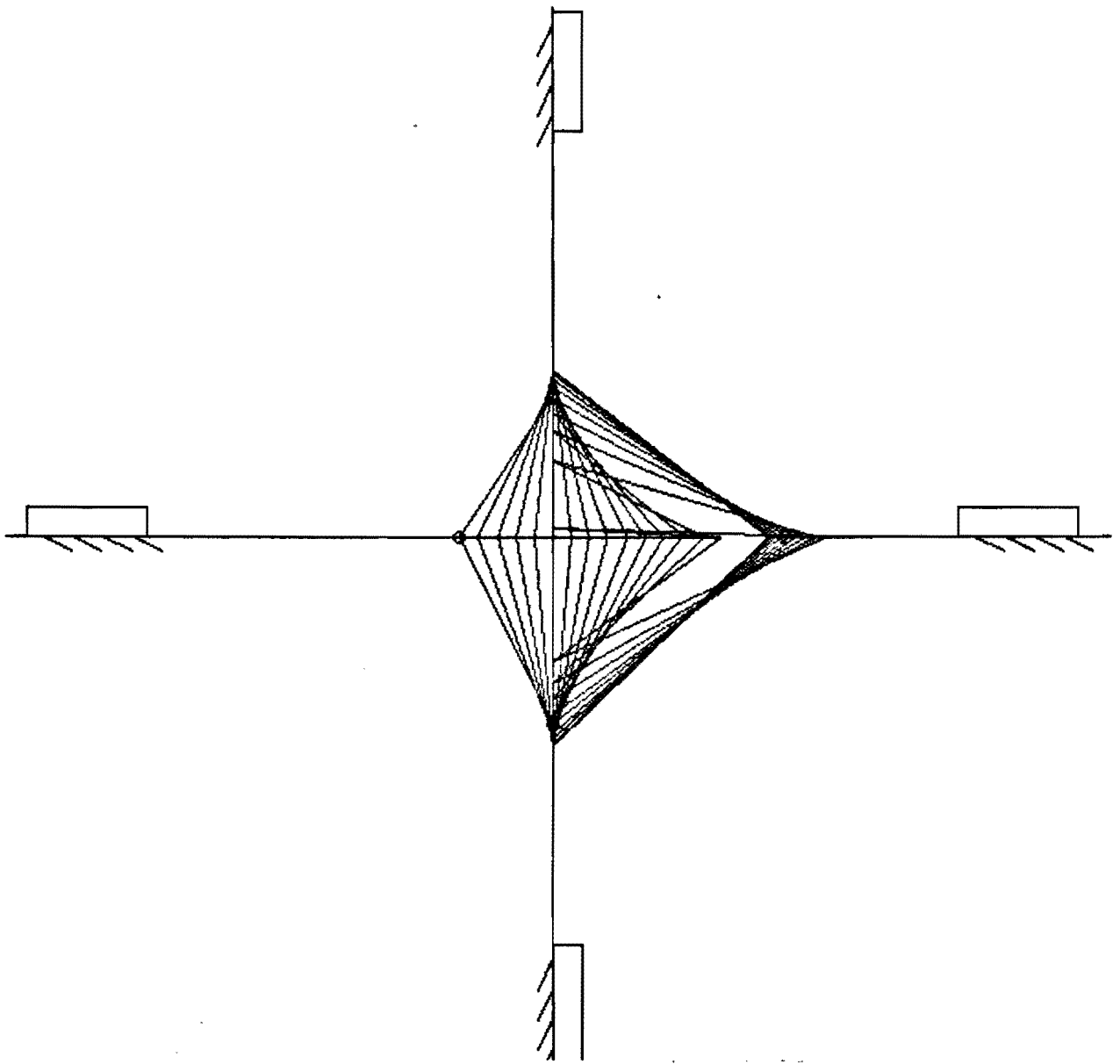


fig.63 Beweging van het vierschuifmechanisme.

3.2.12 Combinatie van een vierstangenzijde met een tandwielmechanisme.

Boven in figuur 64 is een mechanisme te zien dat bestaat uit een strekbaar vierstangenmechanisme dat een overbrengverhouding één op één heeft en een tandwielmechanisme met drie tandwielen dat ook een

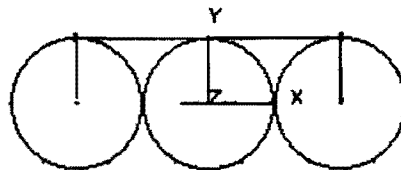


fig.64 Combinatie van een vierstangenzijde met een tandwielmechanisme (boven) en de verdraaiingen in de gestelpunten uitgezet in een grafiek (onder).

overbrengverhouding één op één heeft. Het linkertandwiel is aan de linkerstang bevestigd en wordt aangedreven. Het rechtertandwiel is bevestigd aan de rechterstang. Dit mechanisme is dus overbepaald. De analyse van dit mechanisme levert een doorgaande beweging op voor het mechanisme, waarbij niet gestopt wordt in de gestrekte posities (dat zou gebeuren als de tandwielen er niet waren) en het vierstangenmechanisme

niet overgaat in de tegenfase (zoals in Synthesis zou zijn gebeurd). Wel worden de posities voor en na de linker gestrekte positie om onbekende redenen overgeslagen (zie de grafiek onder in figuur 64 waarin de verplaatsing van de linker- en de rechterstang zijn uitgezet). Bij het afbeelden van de resultaten van de simulatie zijn zoals bekend uit 3.2.4 hinderlijke hulplijnen te zien (fig.65 en fig.66).

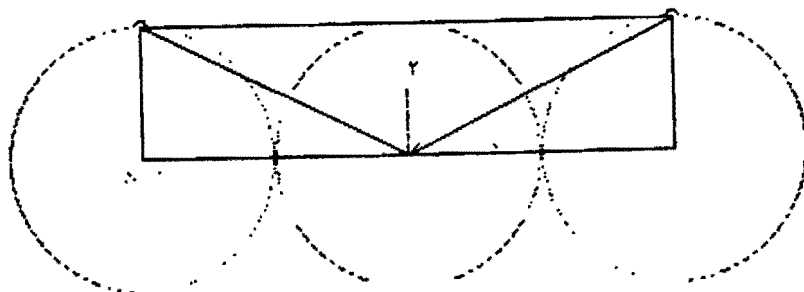


fig.65 Beweging van het mechanisme uit figuur 64.

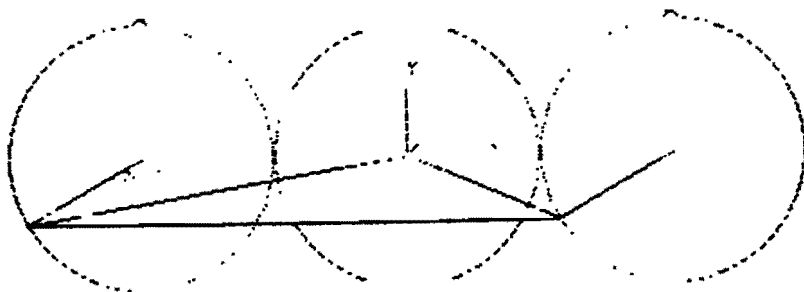


fig.66 Beweging van het mechanisme uit figuur 64.

3.2.13 Hypocycloïdale beweging.

Hypocycloïdale bewegingen kunnen op verschillende manieren worden voortgebracht. Een manier is met een mechanisme zoals afgebeeld in figuur 65. Een identieke hypocycloïdale beweging kan echter worden voortgebracht met het mechanisme uit figuur 66. Dat is een vervangingsmechanisme voor het mechanisme uit figuur 65.

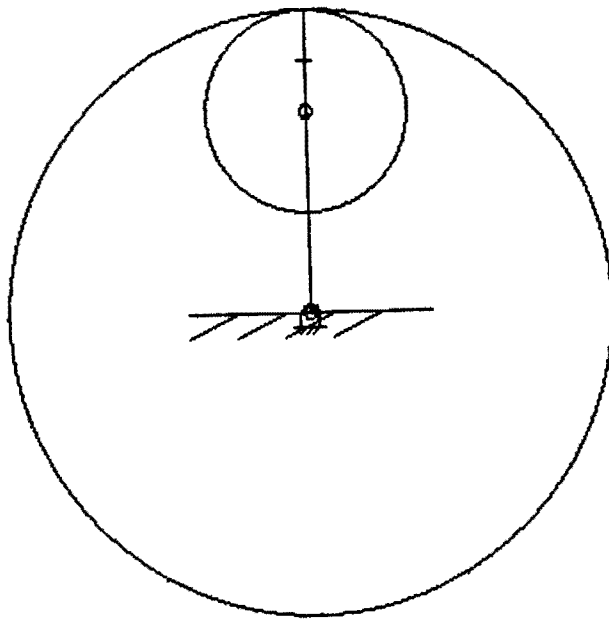


fig.65 Mechanisme dat een hypocycloïdale beweging voortbrengt.

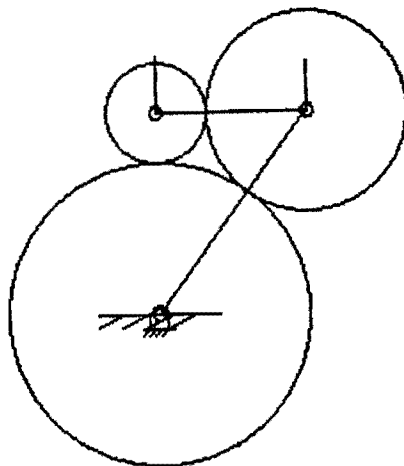


fig.66 Mechanisme dat een identieke hypocycloïdale beweging voortbrengt.

3.2.14 Bespreking UG Analysis.

Het UG Analysis deel van Mechanisms kan, naast ruimtelijke mechanismen waar hier geen onderzoek naar gedaan is, vlakke mechanismen die bestaan uit stangen, draaipunten, schuifgeleidingen en tandwielen kinematisch analyseren. Om met schuifgeleidingen te werken moeten soms wat aanpassingen in het mechanisme worden aangebracht, maar het is wel mogelijk. Bij tandwielen moeten soms overbodige stangen aan tandwielen bevestigd worden. Verder is het niet mogelijk om de diameters van de tandwielen in te geven, maar moet de overbrengverhouding worden ingegeven. Als de overbrengverhouding positief wordt gekozen komen de tandwielen met de buitendiameters tegen elkaar, als de overbrengverhouding negatief wordt gekozen komt het éne tandwiel in het andere tandwiel. De resultaten van de analyse kunnen bekeken worden met de functie "Animate", een simulatie van de beweging van het mechanisme op het beeldscherm. Verplaatsingen, snelheden en versnellingen van draaipunten, schuifgeleidingen, tandwielen en "Analysis-points" kunnen met de functie "Graph" in een grafiek gezet worden en met de functie "Tabulate" in een tabel.

De analyse kiest altijd slechts één bewegingsmogelijkheid, ook als er meerdere zijn, zonder te vermelden dat er meerdere zijn. UG Analysis probeert voor iedere gewenste stand van de aangedreven stang het mechanisme samen te stellen. Standen waarvoor dat niet lukt worden weggelaten. Als het een aantal standen daarna weer wel lukt, wordt gewoon weer verder gegaan. Dat vereist de oplettendheid van de gebruiker omdat dat tot foute conclusies kan leiden. Sommige gestrekte standen van strekbare vierstangenmechanismen zijn niet te verwerken door UG Analysis, de analyse stopt dan bij die gestrekte positie en gaat niet meer verder. Dit

probleem kan ontweken worden door een stapgrootte te kiezen bij de analyse waarbij het mechanisme niet in die gestrekte positie komt. Rechtgeleidingen in een mechanisme leveren bij de analyse geen problemen op. Tandwielen in een mechanisme leveren ook geen problemen op hoewel bij de functie "Animate" bij mechanismen met tandwielen wel hinderlijke hulplijnen op het scherm verschijnen. Onbeweeglijke mechanismen (vakwerken) kunnen met UG Analysis een fractie bewegen, momentaan beweegbare mechanismen wat meer. Die toegelaten beweging kan worden beïnvloed door de toleranties bij de berekeningen te veranderen. Het analyseren van mechanismen die Assur-groepen bevatten en van overbepaalde mechanismen levert geen extra problemen op. In het algemeen gebeurt het soms bij een analyse dat sommige standen om onbekende redenen niet samengesteld kunnen worden door UG Analysis en soms maakt UG Analysis fouten door (meestal nadat een paar standen zijn overgeslagen) met een verkeerde bewegingsmogelijkheid verder te gaan.

3.3 Vergelijking Synthesis met UG Analysis.

UG Analysis is geschikt voor veelsoortige mechanismen terwijl Synthesis alleen geschikt is voor vlakke vierstangenmechanismen met een bepaalde structuur. UG Analysis geeft veel meer informatie over de geanalyseerde beweging, zoals de verplaatsingen, snelheden en versnellingen van draaipunten, schuifgeleidingen, tandwielen en "Analysis-points". Verder is bij UG Analysis de keuze die gemaakt kan worden voor de stapgrootte en het aantal stappen voor de analyse groter. Kortom UG Analysis kan veel meer dan Synthesis en de resultaten zijn veel uitgebreider. Daar staat tegenover dat Synthesis over vierstangenmechanismen informatie kan verschaffen die

UG Analysis niet kan verschaffen, zoals of en waar het mechanisme uiterste of gestrekte standen heeft.

Samenvattend kan gesteld worden dat voor een kinematische analyse UG Analysis het juiste instrument is, en dat Synthesis bij vlakke vierstangenmechanismen met een bepaalde structuur als aanvulling gebruikt kan worden.

4 Conclusie.

Met de programma-delen Synthesis en UG Analysis is het mogelijk om de beweging van veelsoortige vlakke mechanismen kinematisch te analyseren. Als een mechanisme echter meerdere bewegingsmogelijkheden heeft, wordt er slechts één weergegeven zonder vermelding van het feit dat er meerdere zijn. Verder is het in sommige gevallen mogelijk dat er een fout in de analyse wordt gemaakt en er standen als resultaat worden gegeven die in die situatie niet mogelijk zijn.

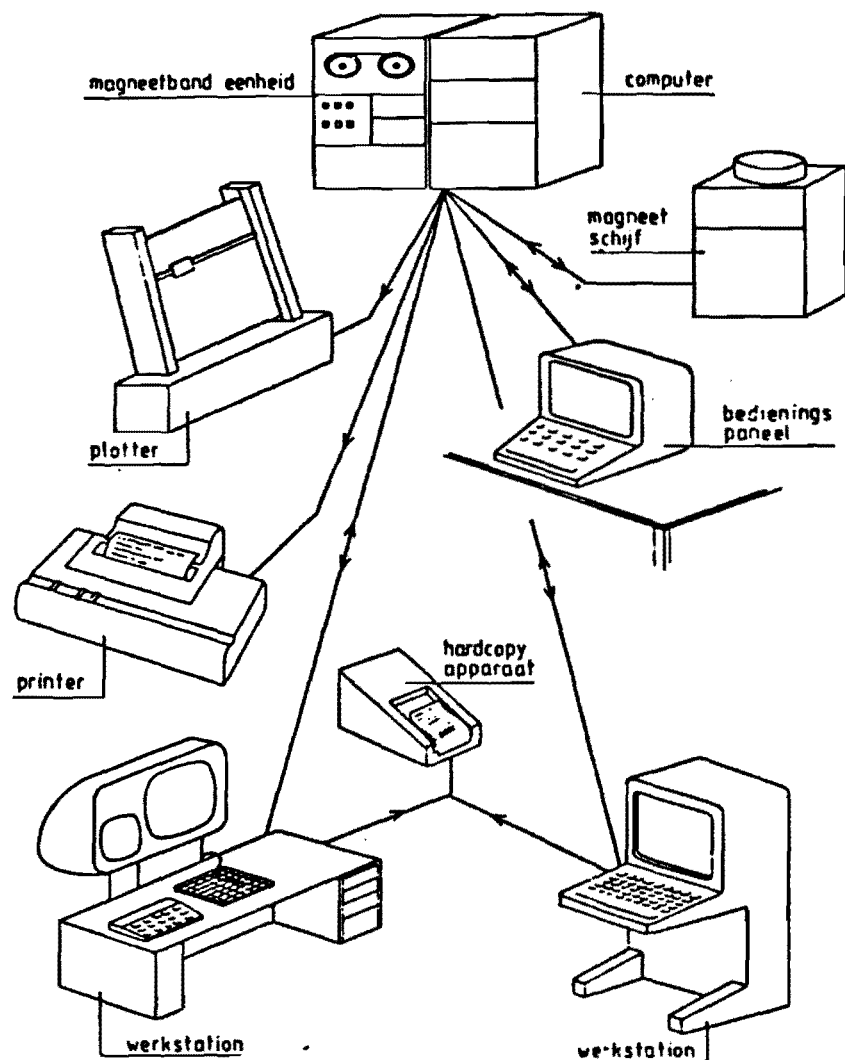
Voor een persoon die het Mechanisms-pakket niet als een onfeilbare Black-box ziet, over enige kennis van mechanismen beschikt en die vooral de resultaten van Synthesis en UG Analysis kritisch beschouwt, zijn de programma-delen Synthesis en UG Analysis zeer krachtige en zeer bruikbare hulpmiddelen bij het analyseren van mechanismen.

Bijlagen.

Bijlage 1. Structuur Unigraphics II.

FIG R1

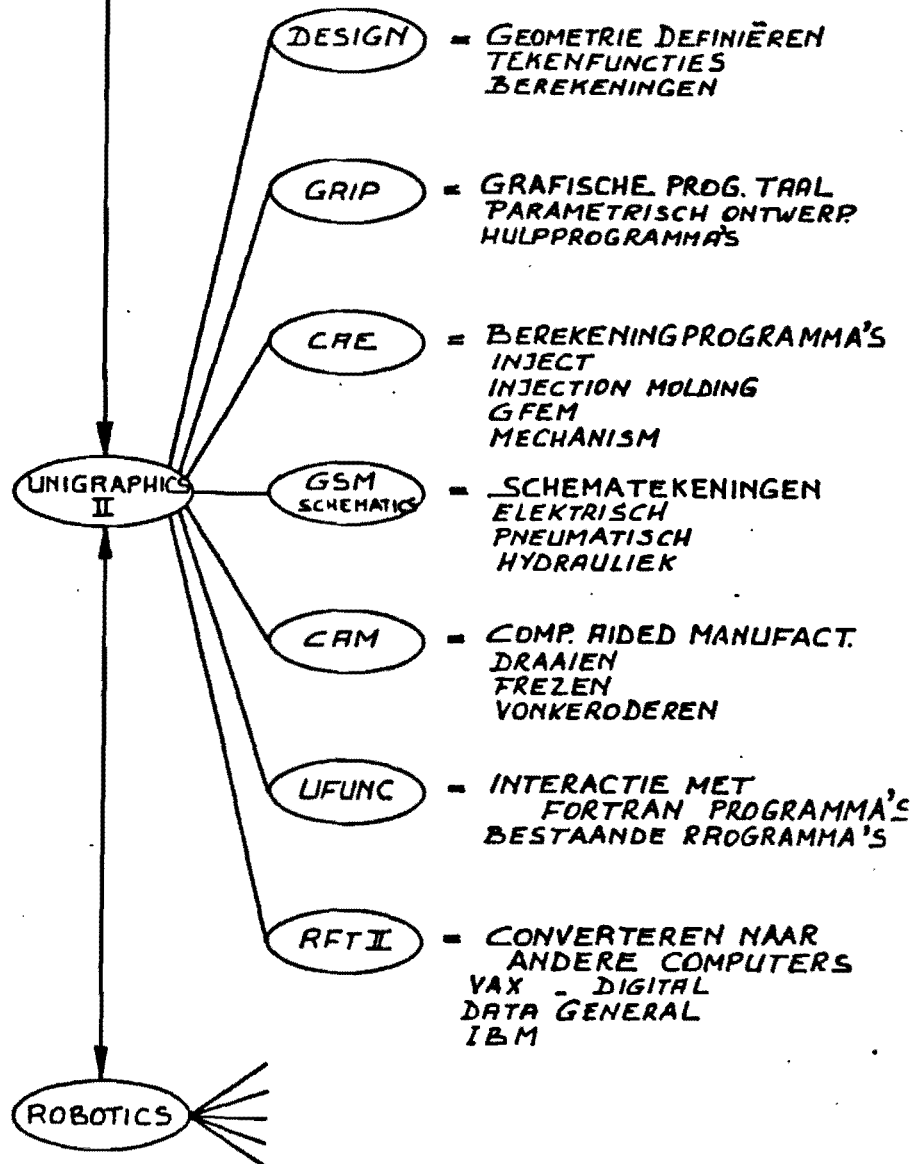
CAD SYSTEEM (Hardware)



UNISOLIDS

SOFTWARE MDIS

MODULE - OPBOUW



MDIS = Mc DONNELL DOUGLAS INFORMATION SYSTEMS

**Bijlage 2. Informatie over de functie "Four-bar
properties".**

FOUR-BAR PROPERTIES

The FOUR-BAR PROPERTIES option presents a list of information relative to the current mechanism. The format of the FOUR-BAR PROPERTIES message is shown below, followed by an explanation of each line of the message.

```

* * * * *
*  FOUR-BAR PROPERTIES                      *
*  TYPE      : "mechanism type"             *
*  MOBILITY: "mobility message"             *
*  LENGTH FRAME LINK      .0000             *
*  LENGTH INPUT LINK      .0000             *
*  LENGTH COUPLER LINK    .0000             *
*  INPT ANG AT DSN POS    .0000             *
*  INPT ANG AT LIMIT 1    .0000             *
*  INPT ANG AT LIMIT 2    .0000             *
*  INPT ANG AT CHNG-PT 1  .0000             *
*  INPT ANG AT CHNG-PT 2  .0000             *
*  MIN POWER TRANS ANG    .0000             *
*  INPT ANG AT MIN TRANS  .0000             *
* * * * *

```

TYPE	- Mechanism type classification(see Appendix A)
MOBILITY	- Mechanism mobility characteristics (see Appendix A)
LENGTH FRAME LINK	- Distance between the two fixed joints.
LENGTH INPUT LINK	- Distance between the joints on the follower link.
LENGTH COUPLER LINK	- Distance between the two moving joints.
LENGTH FOLLOWER LINK	- Distance between the joints on the driven link.
INPT ANG AT DSN POS	- Angle of the input link at the design position.
INPT ANG AT LIMIT 1/2	- If the mechanism is a rocker type mechanism, articulation limits will exist. Rocker mechanisms will articulate such that the driving link will move freely from limit 1 to limit 2 in a CCW direction.
INPT ANG AT CHNG-PT 1/2	- Angle(s) of the input link at which two joints share the same location. Design of mechanisms which articulate through change points should be avoided.
MIN POWER TRANS ANG	- Minimum power transmission angle over the entire range of mechanism motion of the coupler link relative to the follower link.
INPT ANG AT MIN TRANS	- Angle of the input link at which the minimum power transmission angle occurred.

Note: All angles are given in degrees with respect to the SYNTHESIS plane X axis.

END OF SYNTHESIS

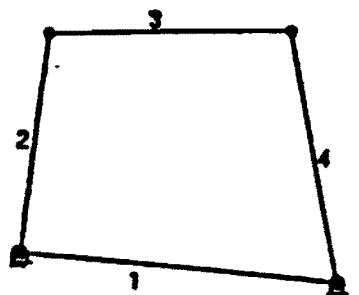
FOUR-BAR MECHANISM CLASSIFICATION MESSAGES

Given a four-bar mechanism with sides labeled 1, 2, 3, and 4, as shown in the accompanying figure, where:

Side 1 = Fixed link
Side 2 = Input link
Side 3 = Coupler link
Side 4 = Follower link

and

S = Shortest link length
L = Longest link length
P & Q = The remaining link lengths



Then the system classifies four-bar mechanisms according to the conditions described below.

GRASHOF FOUR-BAR MECHANISMS

$$S + L < P + Q$$

GRASHOF C-C-C
GRASHOF C-R-R
GRASHOF R-C-R
GRASHOF R-R-C

S = 1
S = 2
S = 3
S = 4

NON-GRASHOF FOUR-BAR MECHANISMS

$$S + L > P + Q$$

CLASS 1 R-R-R
CLASS 2 R-R-R
CLASS 3 R-R-R
CLASS 4 R-R-R

L = 1
L = 2
L = 3
L = 4

CHANGE-POINT FOUR-BAR MECHANISMS

$$S + L = P + Q$$

TRIPLE CHANGE-POINT C-C-C
DOUBLE CHANGE-POINT D-C-C-C
DOUBLE CHANGE-POINT C-C-R
DOUBLE CHANGE-POINT C-R-C
DOUBLE CHANGE-POINT R-C-C
DOUBLE CHANGE-POINT C-C-C

1 = 2 = 3 = 4
1 = 4, 2 = 3, L = 2 or 3
1 = 4, 2 = 3, L = 1 or 4
1 = 3, 2 = 4
1 = 2, 3 = 4, S = 3 or 4
1 = 2, 3 = 4, S = 1 or 2

If $S + L = P + Q$, and none of the above conditions are true then

CHANGE-POINT C-C-C
CHANGE-POINT C-R-R
CHANGE-POINT R-C-R
CHANGE-POINT R-R-C

S = 1
S = 2
S = 3
S = 4

FOUR-BAR MECHANISM MOBILITY MESSAGES

In the final stage of mechanism SYNTHESIS and in the listing of four-bar mechanism information, mechanism mobility problems are displayed. You may encounter the following mobility messages:

MAY NEED GUIDANCE

This message is displayed for all Grashof R-C-R mechanisms.

CROSSED FOUR-BAR NEEDED

The SYNTHESIS mathematics used only ensures that the mechanism will assemble at each motion vector location with the proper orientation. If a situation arises such that the mechanism must be physically taken apart and reassembled to reach a particular position, this message is displayed. Display of the mechanism in the alternate positions will show the mechanism in a dashed font at such a location.

UNACCEPTABLE FOUR-BAR

If numerical error prevents calculation of the mechanism in all motion vector positions, this error message is displayed.

Even though no mobility message is given for change-point mechanisms, you should avoid articulation of mechanisms through such change points.

TRANSMISSION ANGLE MESSAGE

The power transmission angle is displayed. This angle is the angle between the coupler and the follower link. The value is the minimum found for the entire cycle.

Bijlage 3. Informatie over de rekentoleranties bij de analyse.

INTRODUCTION

The UG ANALYSIS Package analyzes 2D or 3D mechanisms with one or more degrees of freedom. The mechanisms are composed of rigid links in closed-loop configurations. Links can have weight and/or inertias. Allowable joints are revolute, slider, universal, spherical, screw, and planar. Mechanisms can also have linear springs, linear dampers, forces, torques, and analysis points. Once a mechanism is defined, a kinematic analysis is performed for position, velocity, acceleration, and force results.

KINEMATIC ANALYSIS

DRIVING JOINTS

For the kinematic analysis, the user specifies the mechanism motion using driving joint(s). The range of motion of the driving joint is set by the increment and number of steps.

When the selection is multiple driving joints, the mechanism is moved by varying each driving joint individually. While one driver is moved, all others are held at their initial position. The driving joints are varied in their order of selection.

DEGREES OF FREEDOM

The number of driving joints to select is related to the number of degrees of freedom in the mechanism. If there are more freedoms than there are driving joints, the remaining freedoms are chosen by the analysis and held constant. If there are more driving joints than there are freedoms, the analysis can only be calculated at the design position (set by initial conditions). Therefore, the kinematic analysis can be performed on zero degree of freedom mechanisms or structures.

SPECIAL CASES

Numerical difficulties can occur during the analysis when a mechanism reaches certain critical positions:

1. End of travel
2. Locking or dead end position
3. Point of uncertainty (more than one possible direction of travel)

These problems are dependent on the choice of driving joint(s). In some cases, these difficulties can be avoided by choosing different driving joint(s) for a small range of motion around these positions.

Bijlage 3. Informatie over de rekentoleranties bij de analyse.

INTRODUCTION

The UG ANALYSIS Package analyzes 2D or 3D mechanisms with one or more degrees of freedom. The mechanisms are composed of rigid links in closed-loop configurations. Links can have weight and/or inertias. Allowable joints are revolute, slider, universal, spherical, screw, and planar. Mechanisms can also have linear springs, linear dampers, forces, torques, and analysis points. Once a mechanism is defined, a kinematic analysis is performed for position, velocity, acceleration, and force results.

KINEMATIC ANALYSIS

DRIVING JOINTS

For the kinematic analysis, the user specifies the mechanism motion using driving joint(s). The range of motion of the driving joint is set by the increment and number of steps.

When the selection is multiple driving joints, the mechanism is moved by varying each driving joint individually. While one driver is moved, all others are held at their initial position. The driving joints are varied in their order of selection.

DEGREES OF FREEDOM

The number of driving joints to select is related to the number of degrees of freedom in the mechanism. If there are more freedoms than there are driving joints, the remaining freedoms are chosen by the analysis and held constant. If there are more driving joints than there are freedoms, the analysis can only be calculated at the design position (set by initial conditions). Therefore, the kinematic analysis can be performed on zero degree of freedom mechanisms or structures.

SPECIAL CASES

Numerical difficulties can occur during the analysis when a mechanism reaches certain critical positions:

1. End of travel
2. Locking or dead end position
3. Point of uncertainty (more than one possible direction of travel)

These problems are dependent on the choice of driving joint(s). In some cases, these difficulties can be avoided by choosing different driving joint(s) for a small range of motion around these positions.



MCDONNELL DOUGLAS CORPORATION PROPRIETARY RIGHTS ARE INCLUDED IN THIS SOFTWARE, IN THE DATA OR DOCUMENTATION RELATING THERETO, AND IN THE INFORMATION DISCLOSED THEREIN. NEITHER THIS SOFTWARE, REGARDLESS OF THE FORM IN WHICH IT EXISTS, NOR SUCH DATA OR INFORMATION MAY BE USED BY OR DISCLOSED TO OTHERS FOR ANY PURPOSE EXCEPT AS SPECIFICALLY AUTHORIZED IN WRITING BY MDC.

COPYRIGHT ©1983 MCDONNELL DOUGLAS CORPORATION
ALL RIGHTS RESERVED

MECHANISM

JAN 85

KINEMATIC RESULTS

The results of the kinematic analysis are discussed in the "Review Results" section. The force components for joints are listed in the ".OUT" file in two different coordinate systems. The first set of values are in the joint coordinate systems. Dashes for force components represent statically indeterminate values. The second set of force components are in the absolute coordinate system. Care should be taken in interpreting forces within joints. When the choice in kinematic analysis is a joint variable and its motion is set, the necessary force or torque is assumed to be applied to the joint to produce the motion.

TOLERANCES

The kinematic analysis uses several different tolerances. For most mechanisms, it is not necessary to change the default tolerances. Care should be taken in changing any tolerances to prevent inaccurate results or suppression of error messages. To change these tolerances, an operating system file is needed; it is called UGMDM.TOL. This file must be located in a directory the user has access to while running UNIGRAPHICS. This file has at most, four lines with only one entry per line. If the entry is a valid number, the corresponding tolerance is changed. These tolerances are data, position, system, and zero.

The data tolerance (line 1) is used for checking discrepancies in the input data. One example is "loop data inaccurate in the x direction" or checking for a zero screw lead. The default is .0001.

The position tolerance (line 2) is used to check if the iterative position analysis is finished. When the iterative process is complete, a mechanism is considered assembled at this position. The default is .000001.

The system tolerance (line 3) is used to determine the rank of the matrix used in the iterative position analysis. The rank of this matrix determines the number of degrees of freedom. This tolerance should not be too large or the number of degrees of freedom can be inaccurately calculated. The default is .00001.

The zero tolerance (line 4) is used when there is no other specific tolerance. Some examples are statically indeterminate forces or zero weights. The default is .0001.

EXAMPLES OF UGMDM.TOL FILES (Values begin in column one)

(four new values)

.001
.0001
.001
.001

(override second and fourth values)

*
.0005
*
.01