

Statisch- en dynamisch gedrag van een gereedschapswerktuig

Citation for published version (APA):

Hijink, J. A. W. (1982). *Statisch- en dynamisch gedrag van een gereedschapswerktuig*. (TH Eindhoven. Afd. Werktuigbouwkunde, Laboratorium voor mechanische technologie en werkplaatstechniek : WT rapporten; Vol. WT0540). Technische Hogeschool Eindhoven.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1982

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

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

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

BB 43177C

STATISCH- EN DYNAMISCH GEDRAG VAN EEN
GEREEDSCHAPSWERKTUIG

Auteur: ir. J.A.W. Hijink

PT-Rapport nr. 0540

mei 1982

ir. J.A.W. Hijink

Vakgroep Produktietechnologie, Afd. W., TH Eindhoven.

In de statische stijfheid van een gereedschapswerktuig is men in eerste instantie nooit zo geïnteresseerd omdat deze stijfheid in de produktie van ondergeschikt belang is. Laten we eens nagaan wat de gevolgen zijn van bijvoorbeeld het eigen gewicht van het produkt op de geometrische afwijkingen van dat produkt na bewerking. Om dit na te kunnen gaan moeten we in de eerste plaats een getalwaarde hebben voor de te verwachten stijfheden die bij gereedschapswerktuigen gewoonlijk voorkomen. Afhankelijk van de opbouw en gebruikte elementen liggen deze waarden van ongeveer $1 * 10^7$ N/m voor een slap werktuig tot $1 * 10^9$ N/m voor een bijzonder stijf werktuig. Stel dat we op dit werktuig een werkstuk met een eigenmassa van 300 kg opstellen, dan zullen de statische vervormingen bij het slappe werktuig 0,3 mm bedragen, terwijl bij het stijve werktuig deze vervorming 3 μ m bedraagt. Deze vervormingen hoeven echter nog geenszins te betekenen dat op het werkstuk deze vervormingen zijn terug te vinden. In Fig. 1a. wordt aangetoond dat een zakking x van het werkstuk op een draaibank met horizontaal bed (conventioneel) slechts tot een zeer geringe afwijking zal leiden van de bewerkte diameter.

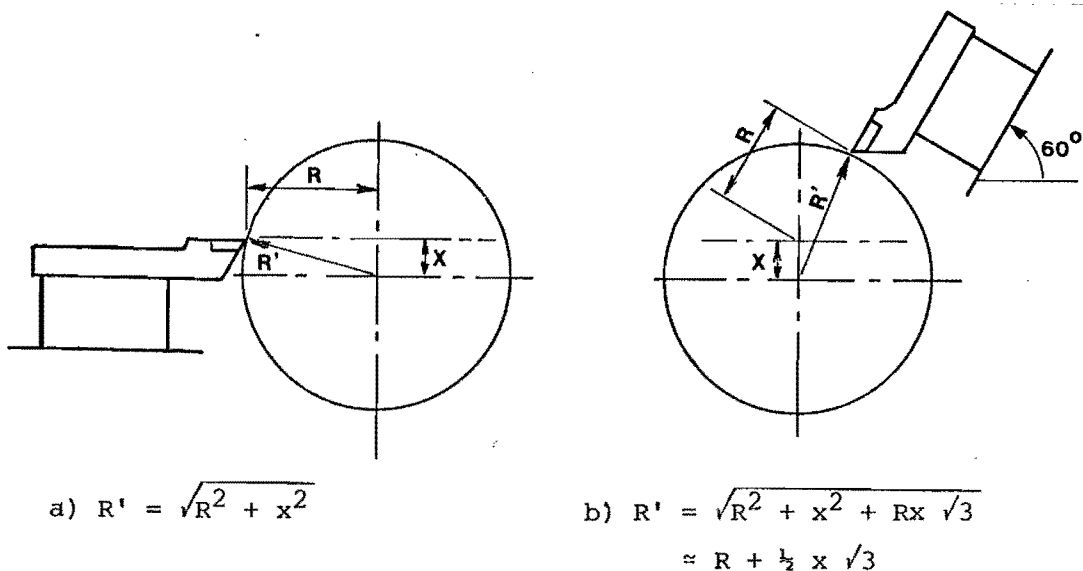


Fig. 1. Gevolgen van de doorzakking t.g.v. eigen gewicht.

Voor moderne draaibanken waarbij het bed onder een hoek van b.v. 60° staat zijn de gevolgen van de doorzakking t.g.v. het eigen-gewicht echter veel groter (Fig. 1b.), omdat er nu een deel van de zakking x direkt invloed heeft op de positie van werkstuk t.o.v. de beitel. Ook constructief zijn er bij dit soort banken wat meer problemen om eigen-gewicht van losse kop en slede gelijkmatig over de leibanen te verdelen. Ondanks deze nadelen wordt dit type bed nu veelvuldig toegepast met name om betere toegankelijkheid en betere spaanafvoer te bewerkstelligen.

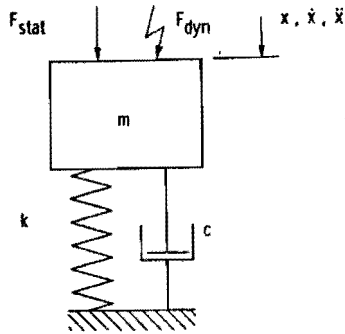
Geometrische afwijkingen t.g.v. de verspaningskrachten kan men op een gelijke wijze als zojuist aangegeven berekenen, alleen zijn nu de afwijkingen onafhankelijk van de helling van het bed omdat de grootste snijkkrachtscomponent, de hoofdsnijkracht, loodrecht op de lijn tussen beitelpunt en middelpunt van het werkstuk staat. Hierdoor krijgt men een zelfde effect als aangegeven in Fig. 1a. Bovendien zal men bij de maatgevende nabewerking met kleinere aanzet en snedebreedte werken, zodat de verspaningskrachten klein zullen zijn. Indien de maat bijzonder kritisch en nauw getolereerd is, dan zal men bij serie produktie met deze geometrische afwijkingen rekening kunnen houden en correcties doorvoeren. Kan men de problemen die voortkomen uit onvoldoende statische stijfheid veelal corrigeren zonder dat daarbij verlies optreedt, in het geval dat er problemen optreden tengevolge van onvoldoende dynamische stijfheid moet men meestal het proces zo bijstellen dat wel produktie verlies optreedt.

Voor we ingaan op de methoden die gebruikt worden om de gevoeligheid voor dynamische instabiliteiten vast te stellen, zullen we eerst op een aantal begrippen die daarvoor nodig zijn ingaan. In Fig. 2. is een enkelvoudig massa-veer systeem getekend. Van dit systeem zijn met name de volgende grootheden van belang:

- de massa m , [kg]
- de veerstijfheid k [N/m]
- de dempingscoëfficiënt c [Ns/m].

Uit de basisgrootheden m , k en c kunnen een aantal andere belangrijke grootheden worden afgeleid, namelijk de eigenhoekfrequentie:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{en de dempingsverhouding } \xi = \frac{c \omega_0}{2k} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$$



$$F_{stat} + F_{dyn} + m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

$$x_{stat} = F_{stat}/k$$

Fig. 2. Het enkelvoudig massa veer systeem.

Deze grootheden zijn duidelijk herkenbaar in Fig. 3 waarin op twee manieren het gedrag van de massa wordt getoond, aangestoten door een dynamische belasting F_{dyn} .

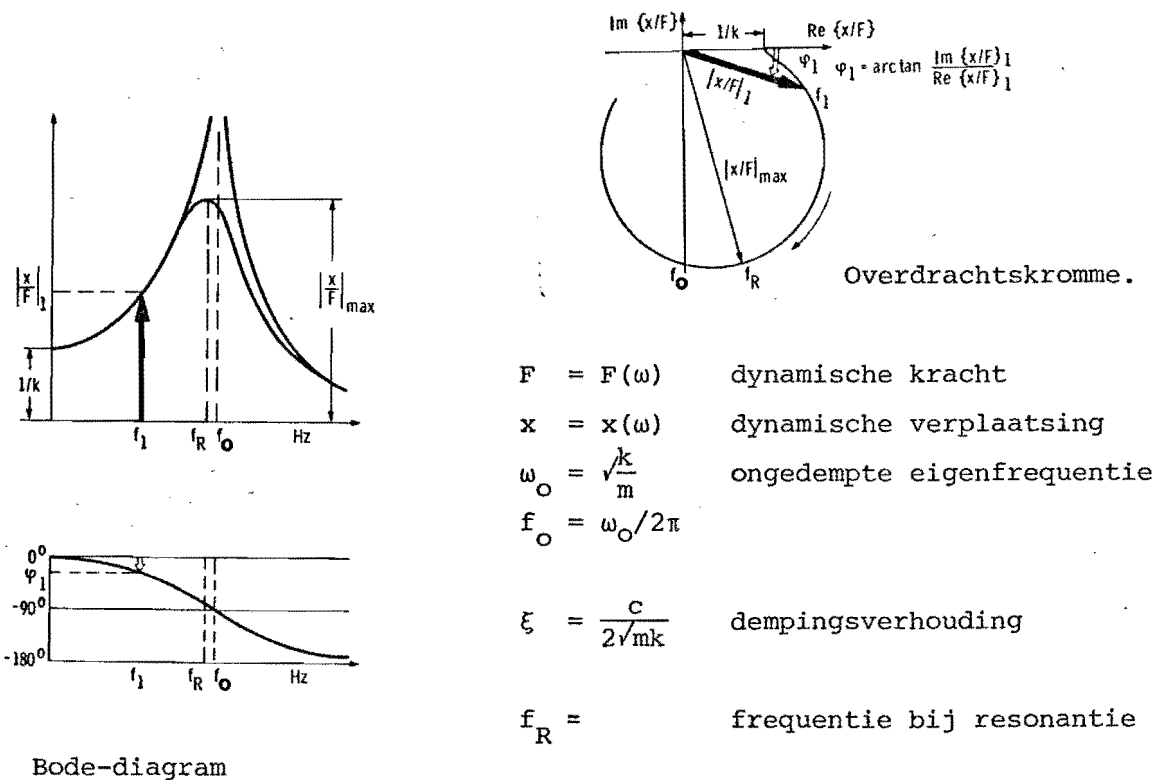


Fig. 3. Weergave van de overdracht van een gedempt één massa-veer systeem.

Uit de figuren is duidelijk dat als functie van ω de verplaatsingsamplitude x t.g.v. de dynamische kracht F_{dyn} verandert van grootte en dat er bovendien een faseverdraaiing φ tussen x en F_{dyn} optreedt. Wat aan deze figuren opvalt is dat in de buurt van de eigenfrequentie de dynamische stijfheid veel kleiner is dan de statische stijfheid, $x_{\text{dyn}} = q \cdot x_{\text{st}}$, waarbij $q = \frac{1}{2\xi}$ de opslingerfactor wordt genoemd. Omdat in gereedschapswerktuigen de dempingsverhouding ξ in de buurt van de 0.03 ligt hebben we met opslingerfactoren van $q \approx 16$ te maken. Het betekent ook dat een werktuig dat statisch niet al te stijf is ook dynamisch veel problemen op zal leveren. Dat bij gereedschapswerktuigen de invloed van de eigenmassa van het werkstuk een belangrijke rol kan spelen mag blijken uit Fig. 4, waarin deze invloed op zowel de demping als de dynamische verplaatsing is op getekend.

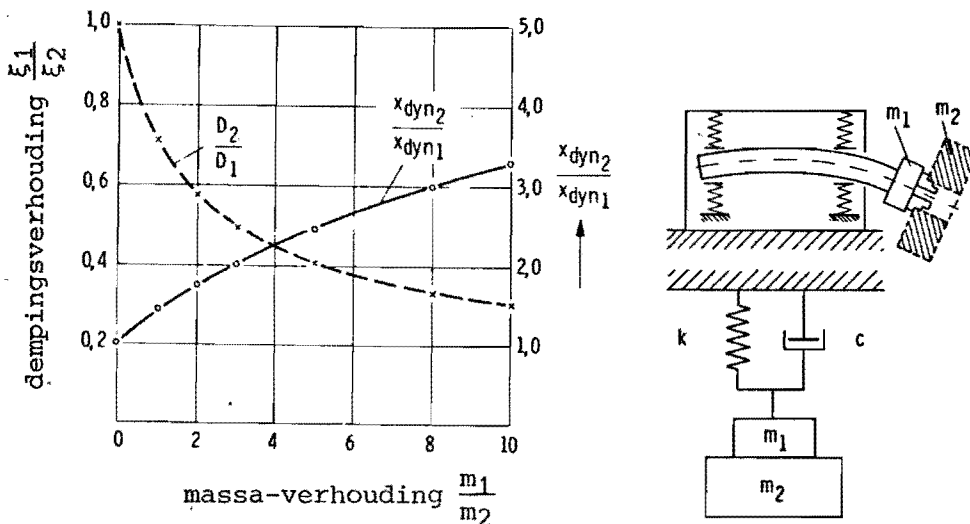


Fig. 4. Invloed van de werkstukmassa op de dynamische eigenschappen van een hoofdspil.

Wat is nu de invloed van het dynamisch gedrag van een werktuig op het verspaningsproces dat er zo statisch uitziet? Gezien het feit dat zelfs op schijnbaar stijve machines het verschijnsel chatter (ratelen) optreedt is deze invloed blijkbaar groot. Trillingen tijdens de bewerking kunnen diverse oorzaken hebben van binnen of buiten het werktuig (zie Fig. 5).

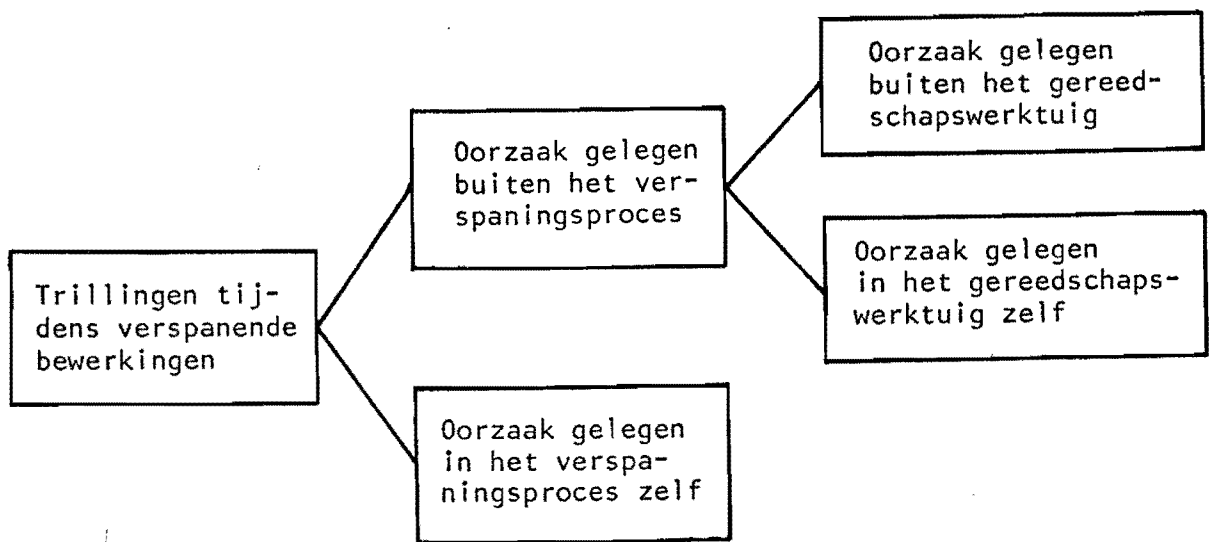


Fig. 5. Mogelijke oorzaken van trillingen tijdens het verspanen.

Bij oorzaken gelegen buiten het werktuig of in het werktuig zelf zien we dat het verschijnsel met het groter worden van de snedebreëte toeneemt (Fig. 6), ligt de oorzaak echter binnen het verspaningsproces, dan zien we dat boven een bepaalde "kritische snedebreëte" de trillingen zeer sterk toenemen waarbij schade aan werkstuk, gereedschap en machine op kan treden.

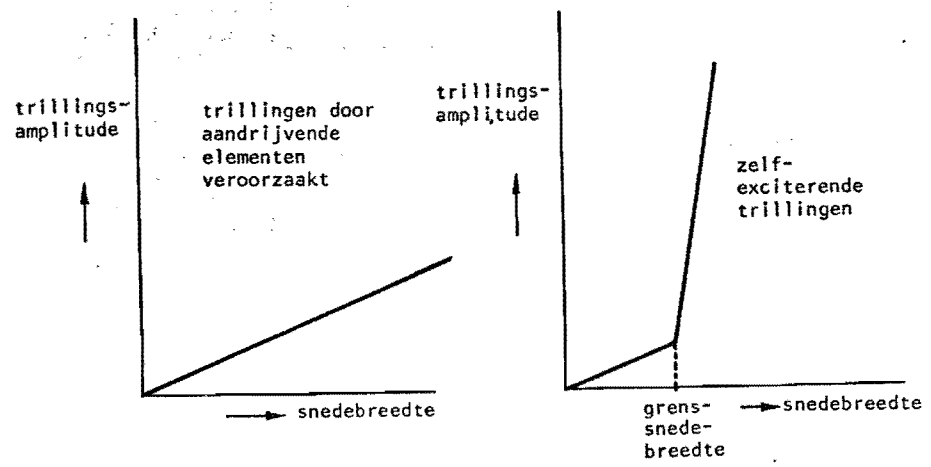


Fig. 6. Verloop van de trillingsamplitude bij toenemende snedebreëte.

Aan deze soort "zich zelf exciterende trillingen" willen we wat meer aandacht besteden. In Fig. 7 staan de elementen opgetekend welke bij het bewerkingsproces een rol spelen.

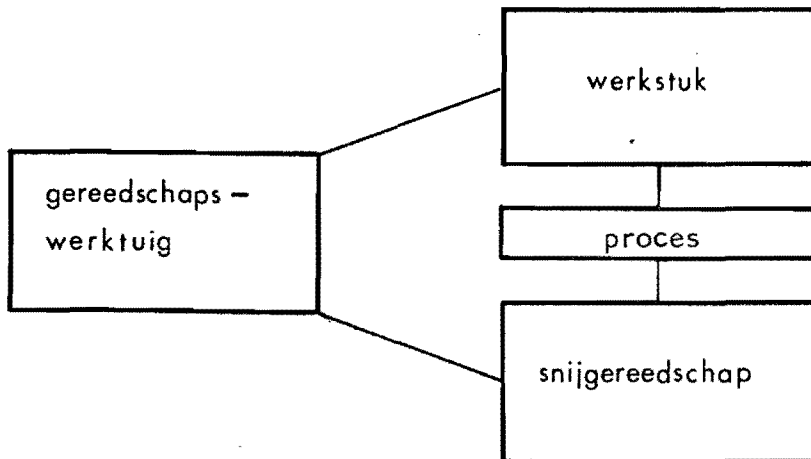


Fig. 7. Onderdelen van het bewerkingsproces.

Op arbitraire wijze ontstaan er in het verspaningsproces snijkraftvariatiës, welke op hun beurt een verplaatsing van de beitelpunt veroorzaken. Deze beitelpunt-verplaatsingen zullen een verandering van de nominale geometrie van het verspaningsproces tot gevolg hebben. De dikte van de spaan en de aanzet veranderen, wat weer gevold wordt door variaties in de snijkraft die op zijn beurt weer voor een beitelbeweging zorgt. Deze wisselingen van de krachten tussen gereedschap en werkstuk zullen een periodiek karakter hebben. De aard van deze periodieke wisselingen enerzijds en de dynamische eigenschappen van het systeem anderzijds bepalen de grootte van de relatieve verplaatsingen van de beitel t.o.v. het werkstuk.

In Fig. 8 is het (dynamische) verspaningsproces zeer schematisch weergegeven, waarbij:

ΔF = de projectie van de amplitude van de snijkraftsvariatie op de hoofdrichting van de beweging,

Y = de momentane verplaatsingsamplitude,

Y^* = de verplaatsingsamplitude van het vorige pad,

h_0 = nominale spaandikte (= aanzet).

Indien we stellen dat de beitel een stationaire trilling heeft dan geldt

$Y = Y^*$. Verder is:

$$\Delta F = \bar{F} \cos (\omega t + \theta)$$

$$y = Y \cos \omega t$$

$$y^* = Y^* \cos (\omega t - \phi) = Y \cos (\omega t - \phi)$$

$$\Delta h = y^* - y$$

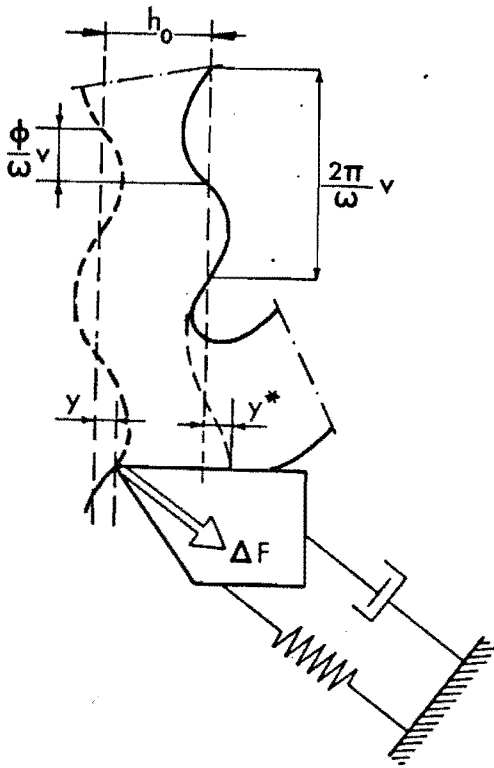


Fig. 8. Geometrie van het verspaningsproces.

Deze beweging is te beschouwen als die van een teruggekoppeld dynamisch systeem van de tweede orde. Hierin komt het verspanen voor als proces en de terugkoppeling wordt via het gereedschapswerktuig gerealiseerd. Fig. 9 geeft dit schematisch weer.

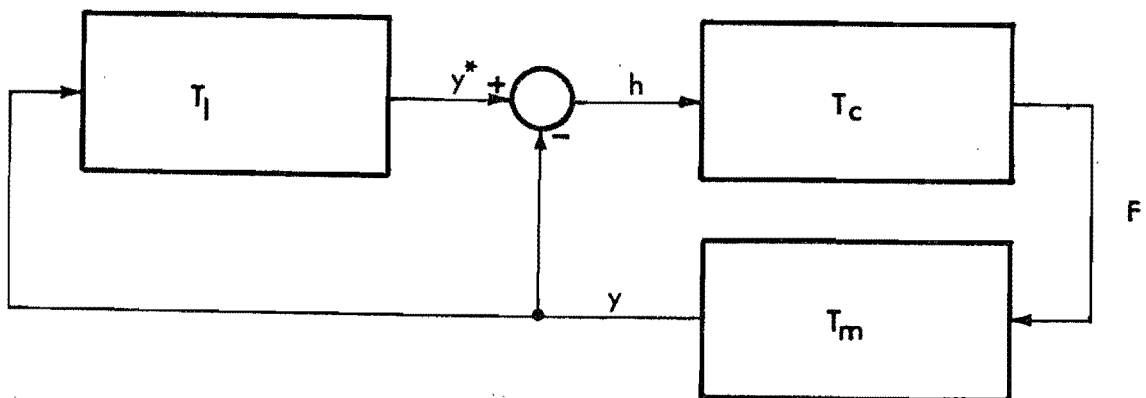


Fig. 9. Schematische weergave van het beweringsproces.

In deze figuur is:

$$T_C = \frac{\Delta F}{\Delta h} = \text{de overdracht van het verspaningsproces.}$$

$$T_m = \frac{\Delta y}{\Delta F} = \text{de overdracht van het werktuig.}$$

$$T_1 = e^{-i\omega \frac{1}{n}} \text{ een tijdvertraging waarbij } n \text{ de omwentelingsfrequentie van het werkstuk is.}$$

Van deze overdrachten kunnen we voor T_C een schatting maken uit de statische snijkkrachtsrelatie volgens Kronenberg:

$$F = C s^{0,64} a^{0,96}$$

waarin s de aanzet en a de snedediepte is. Uit deze variatie leiden we af:

$$T_C = \frac{\Delta F}{\Delta h} = \frac{\Delta F}{\Delta s} \approx \frac{dF}{ds} = C' s^{-0,36} a^{0,96}$$

T_C zal dus groot worden voor een kleine waarde van s en voor grote a , dus voor slanke spanen. Of chatter optreedt hangt verder nog af van $T_m = T_m(\omega)$. Indien de rondgaande versterking in het systeem van Fig. 9 kleiner wordt dan -1 , zal volgens Nyquist het geheel instabiel worden.

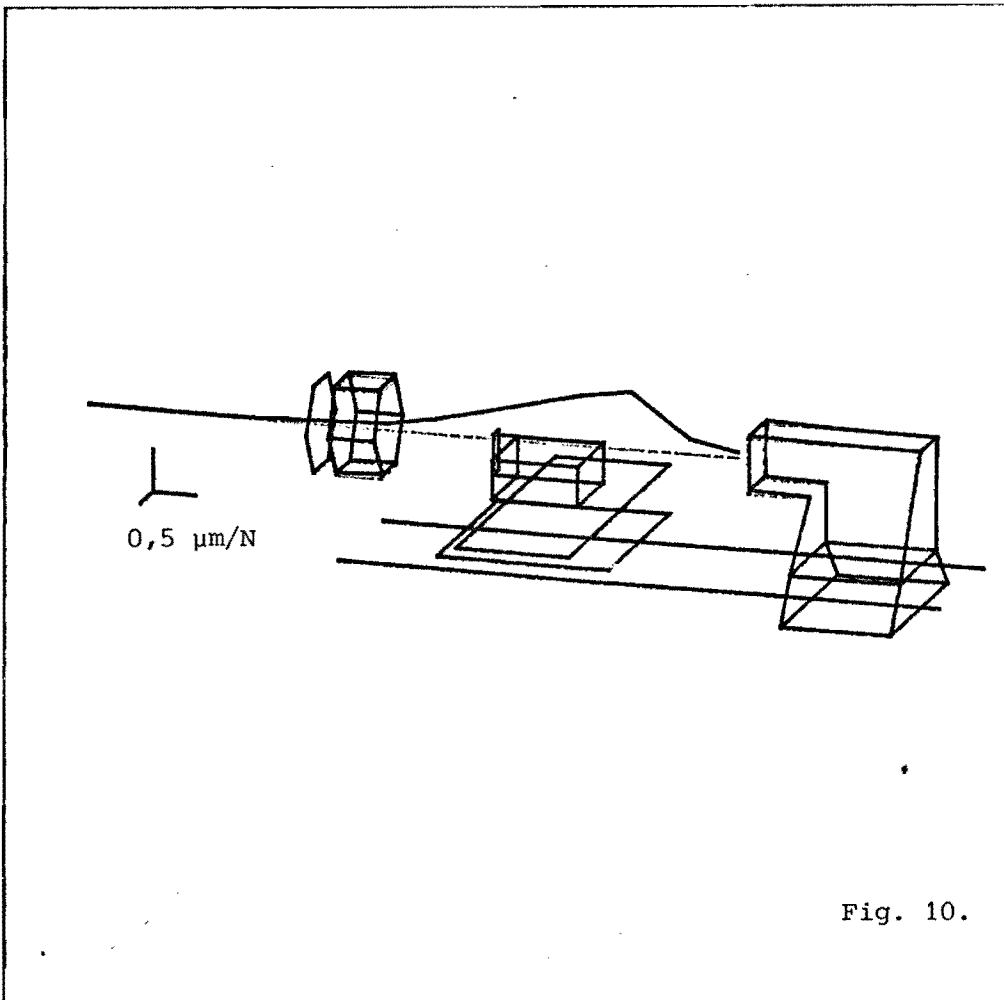
Indien we allerlei verfijningen in de analyse buiten beschouwing laten, dan kunnen we voorstellen dat $T_C = b k_i$ waarin b de snedebreëte en k_i de specifieke processtijfheid of incrementele stijfheid. Zoals we in Fig. 3 hebben gezien is de overdracht van een mechanisch systeem een complexe functie. Het punt waarop nu de rondgaande versterking van het systeem het eerst kleiner wordt dan -1 ligt daar waar het negatief reële deel van T_m het groots is, of in formulevorm:

$$b_c \cdot k_i = \frac{-1}{2 \operatorname{Re} \{T_m\}}$$

In deze formule geeft b_c de snedebreëte weer waarbij juist chatter op zal treden. Voor het verspanen van laaggelegeerde staalsoorten kan men als richtwaarde een $k_i = 1,2 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ aanhouden. Kent men nu de overdracht van het werktuig dan kan men een schatting maken voor de grenssnedebreëte waarbij chatter op kan treden.

Het meten van de $T_m(\omega)$ levert met de nu voorhanden zijnde meetmiddelen over het algemeen niet al te veel problemen meer op. Tot voor enige jaren moest men om de overdracht te meten een harmonische (sinus-vormige) kracht op het werktuig aanbrengen en de daarbij optredende verplaatsing en faseverdraaiing, frequentie na frequentie meten en registreren, hetgeen een rijdovende procedure was. Door de moderne digitale technieken en de Fast-Fourier-Transform analyzers is de meetprocedure en ook de registratiemogelijkheid sterk verbeterd. Dit heeft dan ook de mogelijkheid gegeven om niet alleen de overdracht van 1 punt van de machine te meten, maar de meting te gaan herhalen voor een groot aantal punten van die machine. Omdat de optredende eigenfrequenties zich door het gehele werktuig openbaren is het mogelijk om voor iedere uitgesproken eigenfrequentie, voor alle gemeten punten de verplaatsing en de verplaatsingsrichting in een geheugen op te slaan en de zo verkregen resultaten te visualiseren. Deze hele meettechniek, die men "modale analyse" noemt, heeft nu als groot voordeel dat men niet alleen weet bij welke frequentie een machine trilt, maar ook hoe hij trilt en met welke amplitude. Dit biedt de konstruktors weer de mogelijkheid om de dynamisch zwakke plaatsen in de machine op te sporen en zo mogelijk te verbeteren. In de figuren 10 en 11 is als voorbeeld het beeld van een trillende draaibank en vonkerosie machine weergegeven. Deze meettechniek heeft in West-Duitsland geleid tot het dynamisch onderzoeken van een groot aantal gereedschapswerktuigen [2]. Enige resultaten wil ik U laten zien in de figuren 14 en 15. Uit de figuren blijkt dat bij de 10 onderzochte kolom-freesmachines de torsietrillingen van de kolom de belangrijkste oorzaak vormt van het optreden van chatter (60%). Bij de 16 onderzochte kop-draaibanken lag bij 80% de oorzaak van de belangrijkste eigentrilling in het spil-lager systeem. Deze beelden kunnen wij bevestigen aan de hand van metingen in eigen laboratorium uitgevoerd.

Concluderend wil ik stellen dat er op dit moment mogelijkheden aanwezig zijn om door nieuwe meet-analyse technieken vrij snel een indruk te krijgen van de dynamische stabiliteit van een werktuig, terwijl een meer uitgebreide meting tevens aan kan geven waar de zwakste punten in het werktuig gezocht moeten worden.



MODE

1

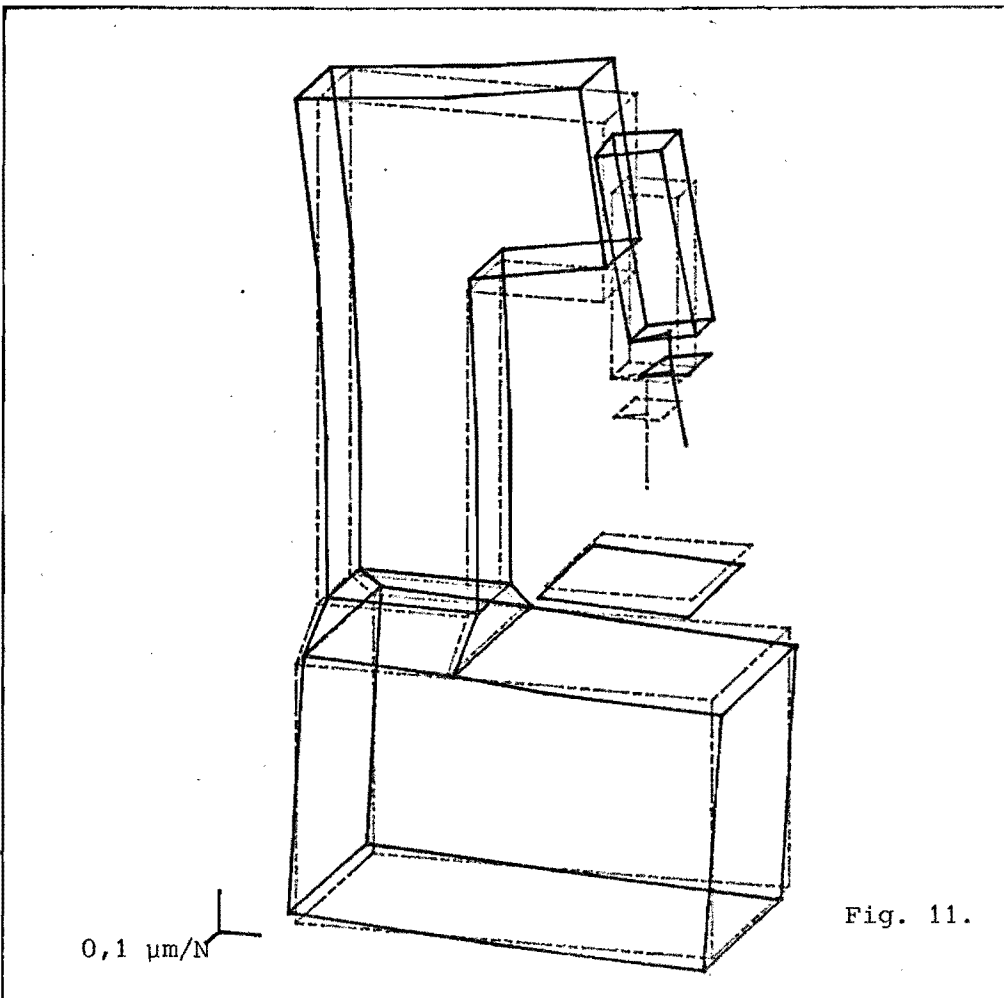
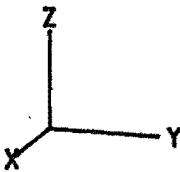
FREQ (HZ)

235.94

DAMP (%)

1.60

S



MODE

2

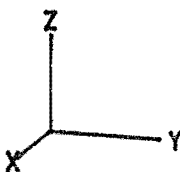
FREQ (HZ)

129.19

DAMP (%)

2.43

S



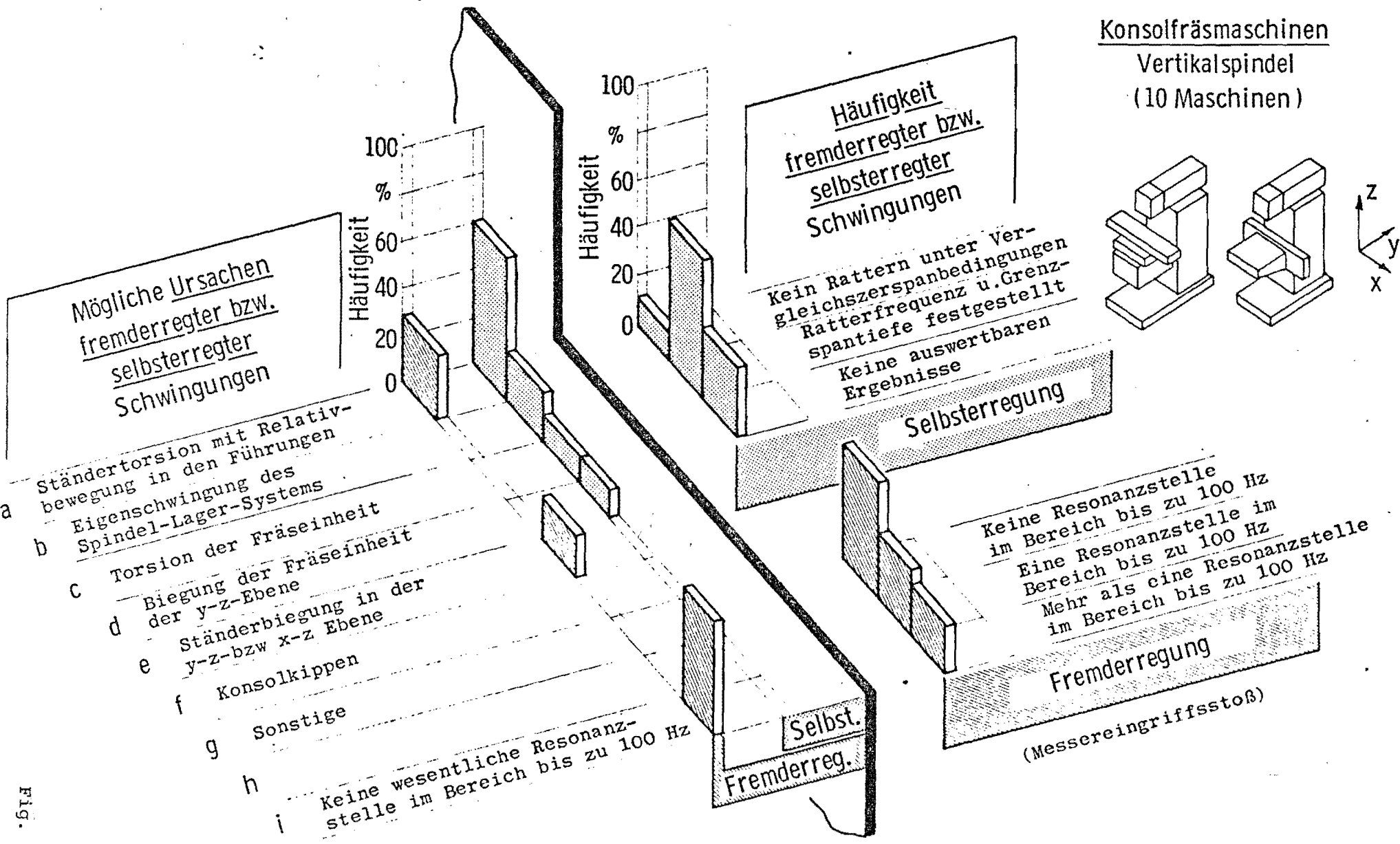
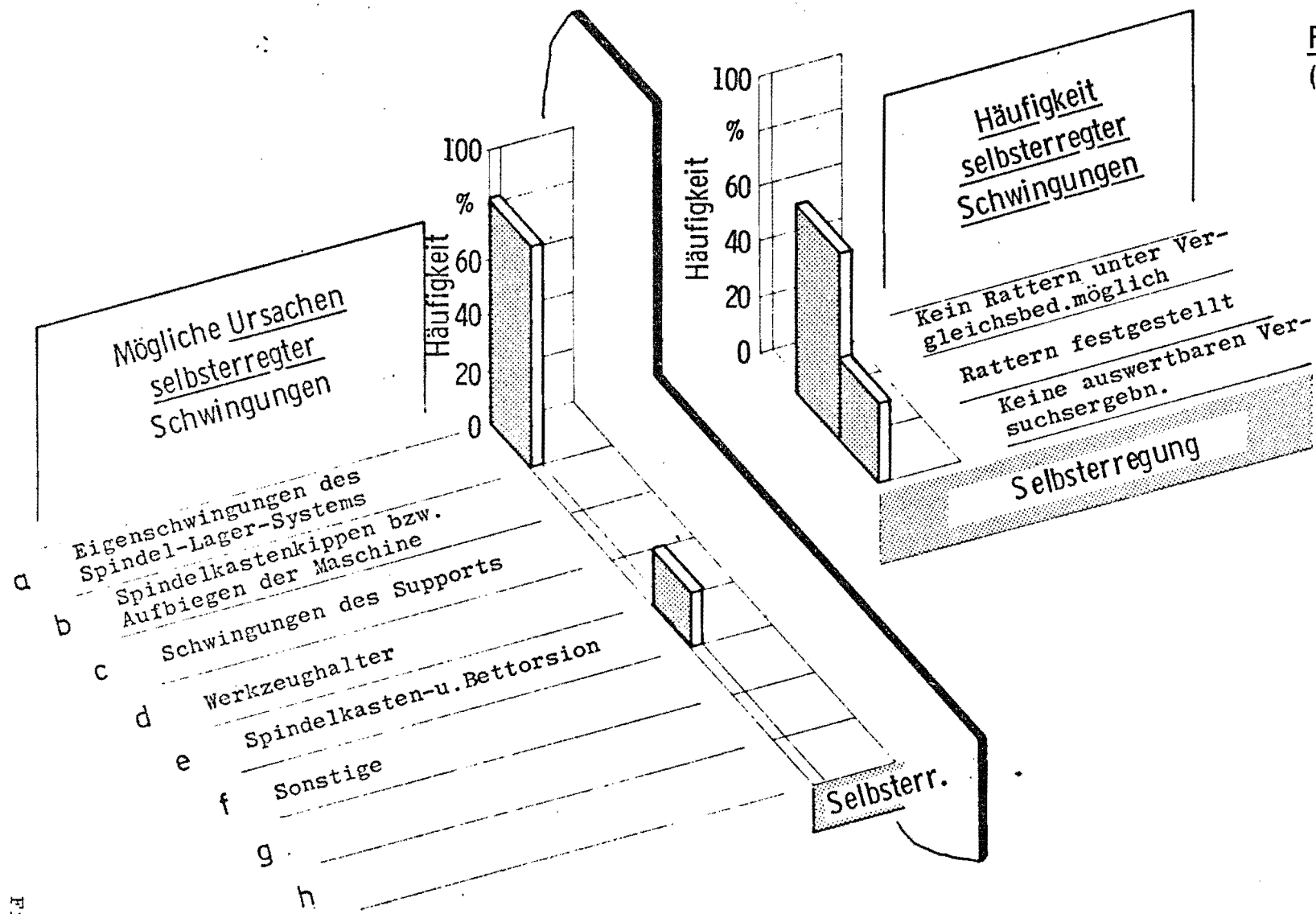
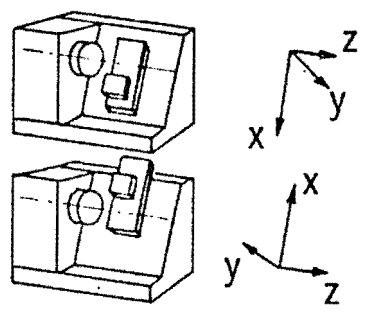


Fig. 12.

Fig. 13.



Futterdrehmaschinen
(16 Maschinen)



- [1] Stabiliteit van de verspanende bewerking,
ir. J.A.W. Hijink, Prof.dr.ir. A.C.H. van der Wolf.
Dictaat nr. 4.024, Technische Hogeschool Eindhoven.
- [2] Umfassende Untersuchungen des dynamischen Verhalten einer breiten
Spektrums spanender Werkzeugmaschinen und deren einzelne Bauelementen.
Forschungsberichte VDW
01 27 november 1976.