

MASTER

Een analyse van produktiemethoden van konisch tandwielen bij Zweegers landbouwmachinefabriek te Geldrop

van der Weiden, F.A.P.

Award date:
1982

[Link to publication](#)

Disclaimer

This document contains a student thesis (bachelor's or master's), as authored by a student at Eindhoven University of Technology. Student theses are made available in the TU/e repository upon obtaining the required degree. The grade received is not published on the document as presented in the repository. The required complexity or quality of research of student theses may vary by program, and the required minimum study period may vary in duration.

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

~~VERTROUWELIJK.~~

Inzage na toestemming van prof. dr. ir. A.C.H. van der Wolf
of ing. A.A. Capel.

"Een analyse van produktiemethoden van konische tandwielen
bij Zwagers handbouwmachinefabriek te Geldrop".

verslag van de I₂-opdracht
bij Zwagers handbouwmachine
fabriek B.V. te Geldrop.
door: Frank van der Weiden

P.T.-Rapport 0543, juni '82

Naar de studie tot werktuigbouwkundig ingenieur in de vak-
groep Produktietechnologie van de Technische Hogeschool te
Eindhoven.

Dit onderzoek vond plaats in de periode van 15 maart 1982
tot en met 16 juni 1982

Coaches:

prof. dr. ir. A.C.H. van der Wolf (T.H.E.)

ir. M.A.W. Hijink (T.H.E.)

ing. A.A. Capel (Zwagers handbouwmachinefabriek B.V.)

Samenvatting

In de inleiding wordt een beeld geschetst van de plaats van konische tandwielen binnen de firma Zwagor.

In hoofdstuk 2 worden de problemen concreet gesteld, en de opdracht geformuleerd.

In het daarop volgende hoofdstuk wordt het oriënterend onderzoek beschreven. Dit omvat ten eerste het nalopen van de bewerkingstappen in de huidige aanmaak van konische tandwielen.

Ten tweede wordt een overzicht gegeven van een aantal zaken die in het verleden werden onderzocht in het kader van de aanmaak van konische tandwielen.

Ten slotte wordt een prognose gemaakt van de vraag naar konische tandwielen in het seizoen '82-'83.

Vervolgens komen in hoofdstuk 4 een aantal werktuigbouwkundige aspecten aan de orde. Allereerst worden de zwaarst belaste tandwielen bepaald met behulp van overbrengingschema's. Deze tandwielen worden vervolgens op sterkte berekend en tenslotte worden een aantal kwaliteitsaspecten besproken.

Hoofdstuk 5 begint met een beschrijving van de gewenste tand. Vervolgens wordt een keuze gemaakt uit vertandingmachines. Een aantal van deze machines werden beschreven, te weten Rexacyle, Coniflexe, Sferoid en Konvoid.

In hoofdstuk 6 wordt getracht van deze vier machines te bepalen wat het kost om een bepaalde vertanding

aan te brengen.

Van een tweetal wielen met een gepreede verbanding wordt in hoofdstuk 7 de totale kostprijs geredet.

Hoortvloeiend uit de resultaten van dit onderzoek worden tenslotte enkele conclusies getrokken en aanbevelingen gedaan.

Woord vooraf

Deze eindstudie bij Zussagers handbouwmachinefabriek B.V. te Geldrop vormt samen met een studie die is verricht bij Tomado B.V. te Etten-leur mijn totale afstudeerwerk.

Ik kijk met veel genoegen terug op de periode dat ik bij de firma Zussagers werkzaam was. Het is een periode waarin ik veel heb geleerd en prettig heb gewerkt.

Dit had niet gekund zonder de hulp en medewerking van velen, aan wie ik dank verschuldigd ben. Zonder iemand te kort te willen doen, gaat mijn bijzondere dank uit naar:

ing. A.A. Capel, de bedrijfscoach, met wie zo mel afspraken konden worden gemaakt over deze opdracht dat vertraging in het afstuderen kon worden voorkomen; die mij bovendien een enorme vrijheid van handelen heeft gegeven, en bij wie ik nooit teruggevoels hoefde aan te kloppen als ik hem nodig had.

prof. dr. ir. A.C.H. van der Wolf, de afstudeerhoogleraar die mij wederom "aan de industrie toevortrouwde" en wiens voortdurende stimulans voor mij zeer waarde vol is.

ir. J.A.W. Hijink, de eindstudie-begeleider, van wiens opbouwende, kritische opmerkingen ik ook bij deze opdracht veel heb geleerd.

ir. R. Zussagers, voor zijn bijdrage in het tot stand komen van deze opdracht.

Alle medewerkers van Zwagers, zowel in Geldrop als in Asten, die mij met raad en daad hebben bijgestaan. De oprechte manier waarop met elkaar wordt omgegaan, de collegiale sfeer waarin hard gewerkt wordt ende "tijd voor een opintje" zal ik nooit vergeten.

Mijn ouders, die mij de kans hebben gegeven te studeren voor werktuigbouwkundig ingenieur.

Marquiet, mijn echtgenote, voor haar morele steun, en voor haar waardevolle bijdrage aan deze eindstudie door dit verslag "in-het-net" te schrijven.

Tenslotte dank ik al diegenen, die mij tijdens de lunch-pauzes het "achteruittoepen" hebben willen leren: ik zal jullie spel verder niet bederven.

Frank van der Weiden

Eindhoven,
juni 19 02.

Inhoud

	blz.
Titelblad	i
Samenvatting	ii
Woord vooraf	i.v
Inhoud	v.i
1 Inleiding	1.1
2. Probleemstelling en opdrachtformulering	2.1
2.1. Probleemstelling	2.1
2.2. Opdrachtformulering	2.2
3. Oriënterend onderzoek	3.1
3.1. Bewerkingsstappen	3.1
3.2. Reeds onderzocht	3.4
3.3. Prognose seizoen '82-'83	3.6
4. Werktuigkundige aspecten	4.1
4.1. Overbrengschemata's	4.2
4.2. Bepaling M_{nom}	4.14
4.3. Sterkteberekeningen	4.16
4.4. Kwaliteitsaspecten	4.27
5. Analyse van vertandingmethoden	5.1
5.1. Gewenste tand	5.1
5.2. Keuzetabel vertandingmachines	5.5
5.3. Vertandingmachines	5.8
5.3.1 Het "Revacyle"-systeem van Gleason	5.8

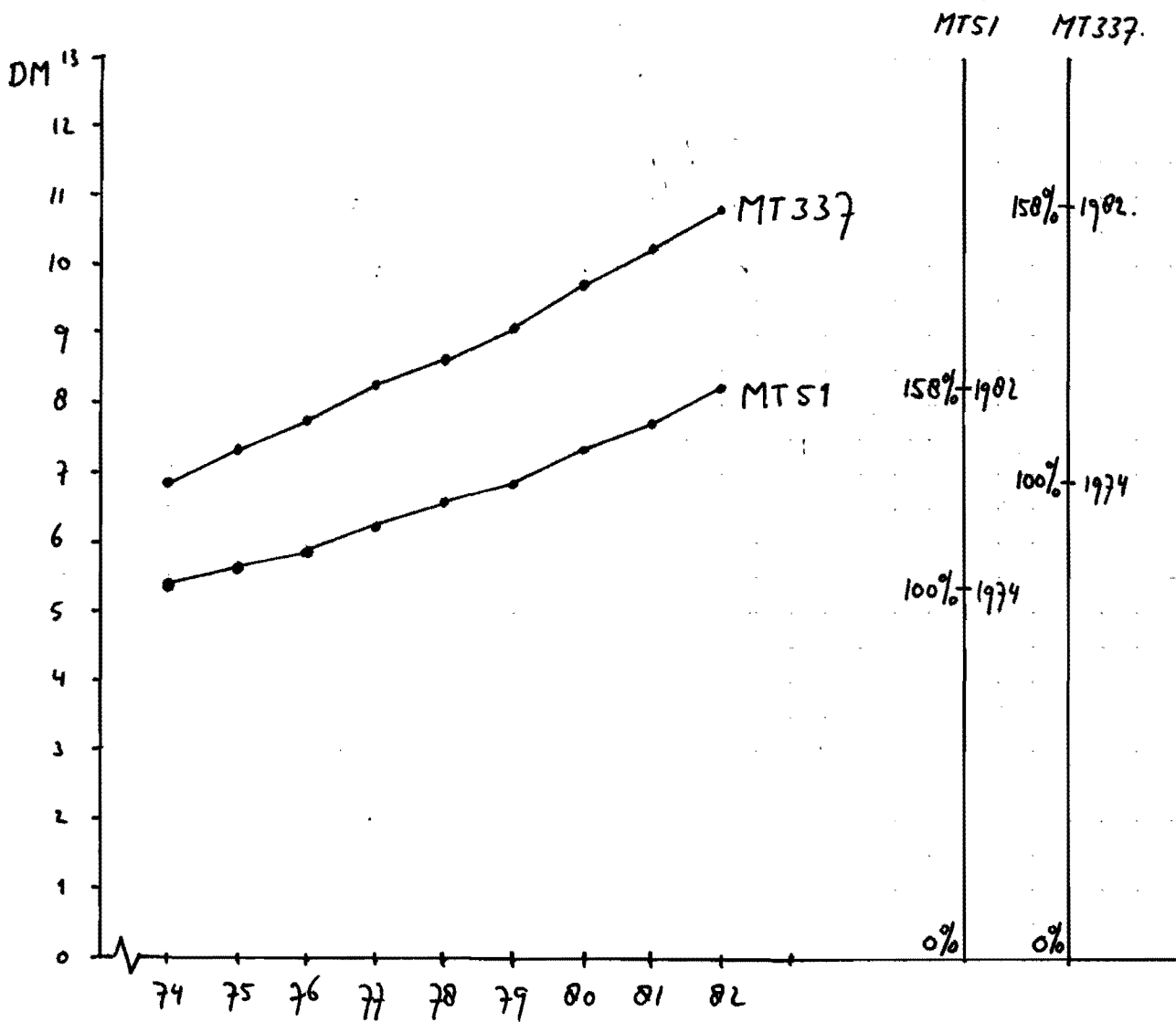
	bla.
5.3.2 Het "Coniflexe" - systeem van Gleason	5.16
5.3.3 Het "Sferoid" - systeem van Klingelberg	5.19
5.3.4 Het "Konvoid" - systeem van Modul	5.24
5.3.5 Opmerkingen bij Coniflexe, Sferoid en Konvoid	5.26
6. Kostenkalkulaties	6.1
7. Overige kosten	7.1
8. Conclusies en aanbevelingen	9.1
9. Slotwoord	9.1
Geraadpleegde literatuur	9.2.
Bijlagen :	
1. B.h.W. prijzen	B.1
2. Seizoen '01-'02 : kosten	B.2.1
3. Seizoen '01-'02 : aantallen	B.3
4. Tabellen 1 ^o t/m 8	B.4.1
5. Bewijs	B.5
6. Meldmeetrapport	B.6.1
7. Tabellen bij sterkte - berekeningen	B.7.1
8. Kwaliteitsklassen	B.8.
9. Verwachte prijzen van meedstukken zonder verbanding	B.9
10. Suggesties tot materiaal besparing	B.10.1

1 Inleiding

In de periode van augustus 81 - juli 82 (het zgn. "seizoen 81-82") zijn er voor de productie van diverse soorten landbouwmachines bij Zwagers ongeveer 250.000 tandwielen nodig. Het betreft hier ongeveer 50.000 stuks cilindrische tandwielen en \approx 200.000 keconische.

De productie van de cilindrische tandwielen vindt voornamelijk plaats bij Zwagers zelf. Bij de aanmaak van de meeste keconische tandwielen wordt echter uitgegaan van een reeds vervaardigd smeedstuk. Deze smeedstukken worden opgeleverd door B.h.W. (Bayerisches Hechtmetallwerk), te München. B.h.W. smeedt de wielen en kalibreert de vertandingen koud na. Navorolgens worden bij Zwagers zelf de naven bewerkt. Het harden wordt uitbesteed aan S.V.B. - Helmond. Al zo jaare levert B.h.W. aan Zwagers tandwielen. Dit heeft, wat de kwaliteit van de wielen betreft, nog nooit problemen opgeleverd!

Ook de marktprijs ontwikkelde zich zonder verrassingen. Een voorbeeld hiervan is opgenomen in fig. 1.1. Een overzicht van de B.h.W. prijzen d.d. 1-1-82 is opgenomen in bijlage 1. Het totaal aan B.h.W. wielen blijkt voor het seizoen 81-82 goed voor een omzet van 3,7 miljoen gulden. De specificatie van dit bedrag staat in bijlage 2. Een fors deel hiervan wordt opgeslokt door de aanschafkosten van B.h.W. smeedstukken, te weten 2,7 miljoen. Navorolgens wordt er een niet aansienlijk bedrag (\approx f 100.000,-) uitgegeven aan handingskosten, (uitbesteed bij S.V.B. Helmond).



PRÏSONTWIKKELING SMEEDSTUK MT337 EN MTS1.

fig 1.1.

Bron: Hr. Van Bree
 Inkoop.

Tenslotte komt de toegevoegde waarde van de 200.000
kandwielen van seizoen 01-02, voor Zwagers meer op
≈ f 020.000.-

Het komt voor, dat smeedstukken met verschillende
B.h.W. nummers, dezelfde vertanding hebben. In het ka-
der van dit onderzoek is het van belang te weten welke
smeedstukken qua vertanding overeen komen. Dit is ma-
gegaan en weer opgevoerd in bijlage 3. Per kolom zijn over-
eenkomende vertandingen aangekruist en bovendien de
series van het seizoen 01-02 opsommeerd.

Opvallend is, dat van 4 typen vertandingen er in sei-
zoen 01-02 meer dan 30.000 stuks nodig zijn, en van de
overige 7 typen minder dan 6000 stuks. Middels grote
series (6000-30.000) komen niet voor.

In het bovenstaande tekent de monopolie-positie van B.h.W.
zich duidelijk af.

In het volgende hoofdstuk worden de problemen concreet
opgesteld.

2 Probleemstelling en opdracht-formulering.

2.1 Probleemstelling

De firma Zwagers is wat betreft de aanmaak van konische tandwielen bijna geheel afhankelijk van B.h.W., hetgeen een groot risico inhoudt. Bij een eventuele stagnatie in de toelevering van B.h.W. kan niet overgeschakeld worden op een vergelijkbare toeleverancier: deze bestaat niet in Europa. (B.h.W. produceert de gemede wielen volgens een oppatenteerd proces en met een lage oppervlakte-ruwheid). Er is dus sprake van een monopoliepositie voor B.h.W.

De positie van B.h.W. ten opzichte van Zwagers wordt versterkt door het ontbreken van een opdegen ingangscontrolé aan de zijde van Zwagers. De huidige ingangscontrolé betreft het bepalen van de aantallen a.d.h.v. gewichtmetingen. Daarnaast wordt steekproefgewijs de oppervlakte ruwheid gemeten door vergelijking met een ruwheidsliniaal.

Het ontbreekt echter aan 't (steekproefgewijs) meten van met name slijping en tanddikte. Feitelijk is dus over de kwaliteit van de B.h.W. wielen maar weinig bekend. Dankzij de monopoliepositie van B.h.W. zullen de prijzen van de meedstukken waarschijnlijk ruim berekend zijn. Bovendien is van de B.h.W. prijzen bekend dat ze gestaag stijgen (zie voorbeeld van fig 1.1).

Aflopen hiervan is het natuurlijk altijd zinvol om na te gaan of er geen andere, goedkopere vertandingmethode bestaat. Echter, het is niet bekend of, en hoe B.h.W. zijn prijzen zal veranderen bij een verminderde afname door Zwagers. Het kostenplaatje over de ruimte die overblijft om eventueel (goedkoper?) zelf te produceren kan daardoor drastisch veranderen.

De aflevering van B.h.W.-wielen geschiedt over het algemeen met series van tenminste 1000 stuks per type, en dan leeft in gehele vrachtwagenbedingen.

Vindbare ontstaan (dure) voorraden. Een eventuele eigenproductie van tandwielen kan een aanmaak van tandwielen realiseren die nauwkeurig aansluit op de vraag van de montage. Vindbare kunnen de voorraden tandwielen tot een minimum worden gereduceerd.

2.2. Opdrachtformulering.

Analyseer de productiemethoden van konische tandwielen. Doel hiervan is het risico voor Zwagers, om bij de aanmaak van konische tandwielen vrijwel geheel afhankelijk te zijn van B.h.W., te verkleinen. Gaaf aan op welke wijze de konische vertandingen gemaakt kunnen worden, hetzij door Zwagers zelf, hetzij door toeleveranciers, en onderzoek of het commercieel interessant is om zelf konische wielen te vertanden.

3. Oriënterend onderzoek

3.1. Bewerkingsstappen.

Voore de duidelijkheid zijn de diverse opdelten van een tandwiel van namen voorzien. Figuur 3.1 illustreert een en ander.

De productie van keconische tandwielen vindt plaats (bij Zwægers - Asten) volgens de volgende stappen:

- Stap: A. Mitgangsmateriaal: B.h.w.-smeedstuk, dit is inclusief =
- vertanding
 - asgat (geboord)
 - aanlegvlak (ruw gchaaid)
 - buitenaafvlak
 - achtervlak
 - buitentandvlak
 - afkantingen =
- } i.v.m. koud nakalibreren van de vertanding
- } of { buitenkegel
- a) gesmeed
- evt. d) gchaaid
- evt. e) } dit zijn afkantingen van
- evt. f) } de tandeinden

B. Opspannen

C. Draaien : (op halfautomaten, opgespannen in vertanding negatief)

- aanlegvlak
- evt. buitenaafvlak
- asgat

- evt. binnendraaiwerk
- afkantingen (b) en (c)

D. Ruimen • asgat (benedenmoats i.v.m slijpen)

E. Mitspannen / Opspannen

F. Brootsen : met trekpers spiebaan aanbrenogen

G. Mitspannen

H. Warmtebehandeling : gascarboneren, mitbesteed bij S.V.B. Helmond. Hierdoor wordt het asgat iets konisch, daarom:

I. Opspannen

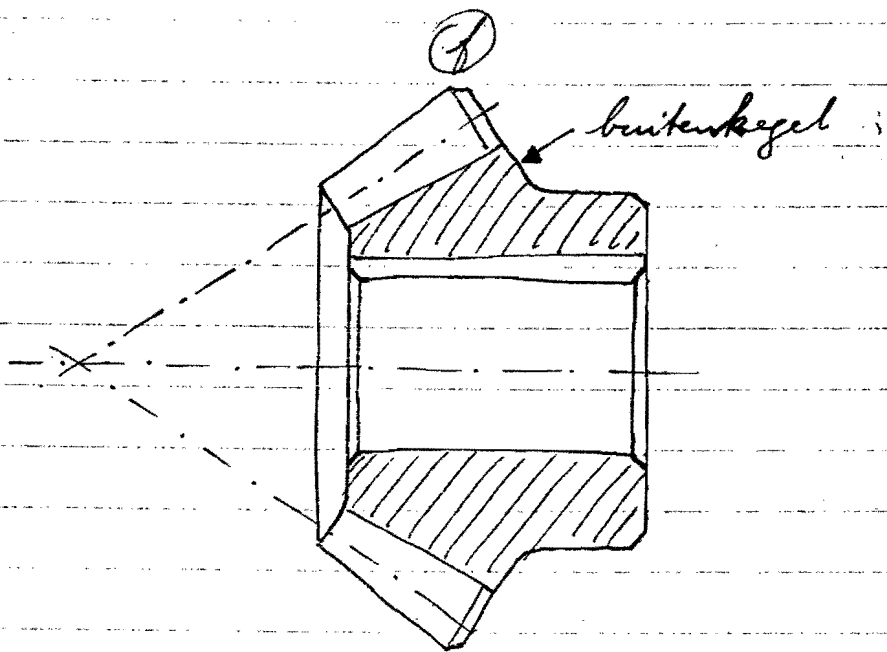
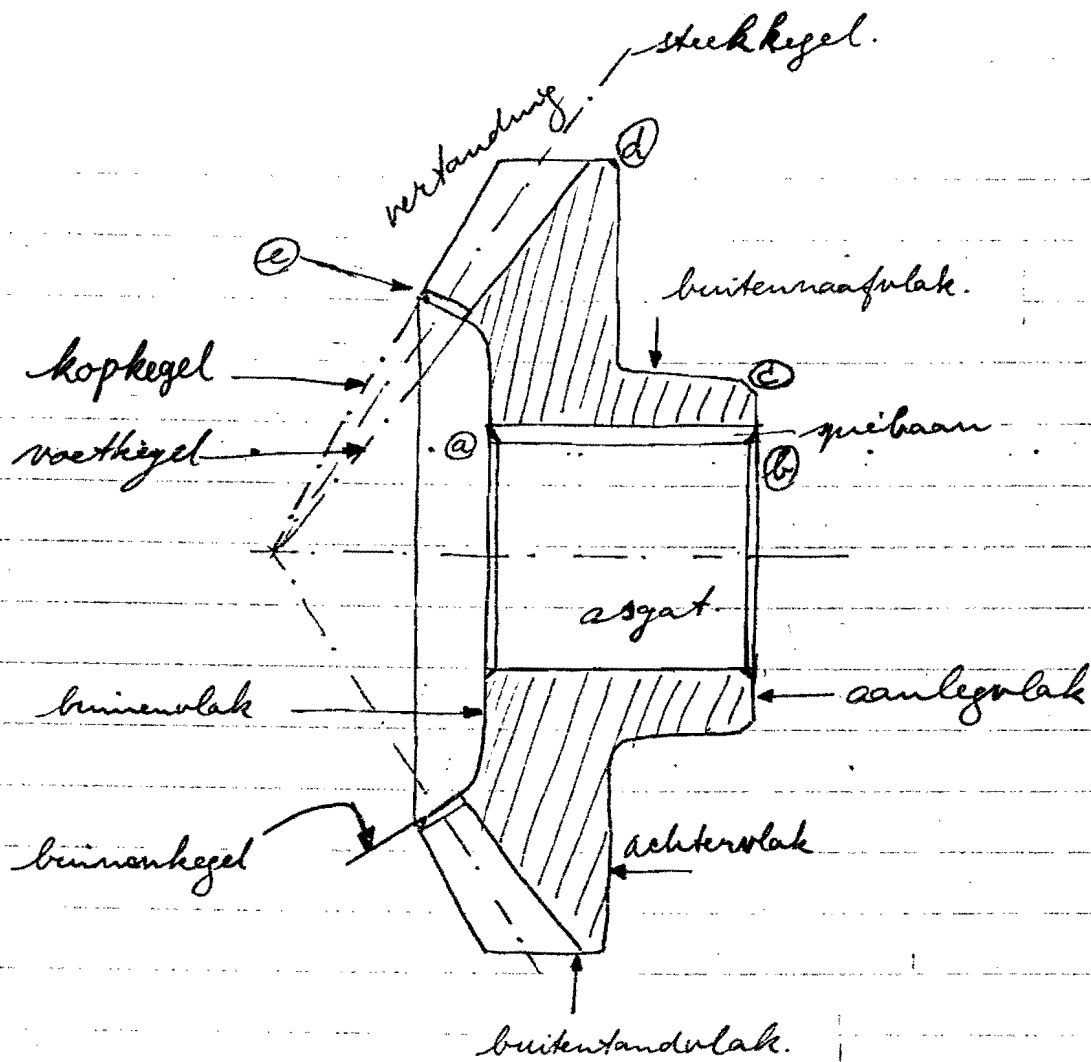
J. Slijpen • asgat
• evt. buitenraafvlak

eventueel:

K. Honen • asgat

mitspannen

Kandwiel klaar.



NAAMGEVING
 TANDWIEL.

fig 3.1.

In dit onderzoek wordt gezocht naar een alternatief voor de stappen A t/m D.

Wat echter opvalt is dat het asgat, afgezien van het spiebaan-trekken, 4 à 5! bewerkingen ondergaat, te weten: boren, draaien, ruimen, slijpen en eventueel honen.

Een tandwiel wordt in zijn geheel gehard. Als gevolg van de verschillende afkoelnelheden in het ongelijk verdeelde materiaal wordt het asgat konisch. Met slijpen wordt het asgat weer cilindrisch gemaakt.

Het lijkt zinvol na te gaan of een lokaal hardingsproces van alleen de tandflanken (b.v. inductieharder) het slijpen van het asgat overbodig maakt en zodoende tot besparingen leidt. Er wordt in dit verslag verder niet op ingegaan.

3.2. Reeds onderzocht.

In het verleden is verscheidene keren geprobeerd een alternatief te vinden voor de gesmede wielen.

Onderstaande geeft een en ander beknopt weer:

- 1. Fijngieten. (verloren-was-methode).
Blijkt te duur bij Precimetal en Ciresse.
- 2. Sinteren: zou misschien een mogelijkheid zijn voor een klein rondsel als de M.T. 51 ($z=15$). Maar de 23 tandige M.T. 337 wordt dan al te groot. Waarschijnlijk

is de keconische tandvorm een onoverkomelijk probleem. De suiterkorrels kunnen niet regelmatig worden aangedrukt, zodat een inhomogeen materiaal ontstaat met lokaal brosse eigenschappen.

- 3. Rollen: daarvoor is het rondsel te klein, de tanden zijn waarschijnlijk te hoog.
- 4. Smeden: er zijn proeven genomen met gesmede tandwielen van Thyssen Uniformtechniek. (voorheen D.E.W.). Priiptechnisch lagen deze wielen niet ergunstig. Er waren echter problemen met geluid: de Thyssenwielen produceerden aanmerkelijk meer lawaai. Bovendien was er het probleem van de uitwinstelbaarheid, want de Thyssenwielen konden niet samenwerken met wielen van B.h.W. Bij verwanging van een wiel zou dan ook het tegenwiel moeten worden verwangen. In een volkomend geval zou een boer worden verplicht tot de aanschaf van twee nieuwe wielen ($\alpha \approx 150,-$) i.p.v. een nieuw wiel.
- 5. Smeden: momenteel wordt er een proef genomen met Seissenschmidt-wielen. Het betreft hier 1500 wielen van het type T.H.-2. Zo'n T.H.-2 loopt op een langzaamlopend getipteren schotelwiel. Het feit dat een Seissenschmidt wiel waarschijnlijk iets onnauwkeuriger is dan een B.h.W.-wiel, en bovendien een wat grotere oppervlakteruwheid heeft, zal waarschijnlijk geen problemen opleveren. Priiptechnisch ligt een Seissenschmidt-wiel een stuk guntiger: D.M. 13.20 tegen D.M. 15.50. (Voordeel ongeveer hfl. 2.60)

3.3. Prognose seizoen '82-'83

Tot nu toe zijn om een globale indruk te krijgen van het probleemgebied alleen de konische tandwielen van seizoen '81-'82 beschouwd. De meeste series hiervan zijn echter al opgefreesd. Bij het zoeken naar een vervangende vertandingsmethode is het zinvol vooral te kijken naar de series van seizoen '82-'83, waarvan alles nog gemaakt moet worden. Daarom zijn er een aantal tabellen gemaakt (bijlage 4: tabel 1 t/m 8).

Om te beginnen zijn in tabel 1 en 2 in de eerste kolom alle typen machines opgesomd die in het seizoen '82-'83 geproduceerd gaan worden.

Daarachter staat aangegeven welk type tandwiel en hoever er van, in een bepaalde machine zitten gemonteerd.

Aan de hand van deze overzichten, en de geprognosticeerde productie voor het seizoen '82-'83 zijn in tabel 3+4 de aantallen bepaald die van de verschillende tandwielen nodig zijn. Van deze tandwielen zijn in tabel 5+6 de belangrijkste geometrische gegevens verzameld. Overigens geldt:

- 1) ashoek 90° , tenzij anders vermeld
- 2) materiaal: 16 Mn Cr 5
- 3) inzet: inzetdiepte 0,5 - 0,7 mm
hardheid 58 - 62 P.C. } geldt niet voor gietwiel
T.H. 137

Overeenkomstig bijlage 3 worden tenlotte in tabel 7+8 de seriegroottes bepaald van overeenkomende vertandingen

Als we van seizoen '81-'82 en seizoen '82-'83 de B.h.W.-wielen eruit lichten en dus bijlage 3 en tabel 7 met elkaar ver-

gelijken, dan valt op dat in seizoen '82-83:

- de 4 grootste series weer groter zijn dan 30.000 stuks
- de kleine series weer kleiner zijn dan ongeveer 6000
- er weer geen middelgrote series zijn van tussen de 6000-30.000
- er drie kleine series meer zijn dan in seizoen '81-82
- de vier grootste series samen 160.500 wielen representeren tegen 179.515 in seizoen '81-82
- het totaal, twintien 190.000 wielen, 10.000 minder is dan in seizoen '81-82 (totaal 200.000 B.h.w.-wielen)

4. Werktuigkundige aspecten.

4.1. Overbrengingschema's.

Dit hoofdstuk tracht een indruk te geven van de sterkte van de tot nog toe gebruikte tandwielen. Hiertoe worden een drietal zwaar belaste wielen doorgerekend. Aan de hand van aannamen omtrent de werkelijk optredende belastingen worden de optredende buig- en oppervlakte spanningen berekend. Deze worden vergeleken met de toelaatbare spanningen. Om na te gaan waar precies zwaar belaste wielen te vinden zijn is voor alle in het komende seizoen in productie zijnde machines een overbrengingschema opgesteld. Deze schema's bevinden zich op de volgende bladzijden.

OVERBRENGING SCHEMA'S.

SCHEMA-NUMMER	PZ-MACHINE
<u>I</u>	CM 165 CM 135
<u>II</u>	CM 215 EN CM215F(540) EN CM215F(1000)
<u>III</u>	CM 185
<u>IV</u>	CM 210
<u>V</u>	CM 185 H EN TK 185
<u>VI</u>	FALAZET 185 EN CONDIZET 185
<u>VII</u>	FALAZET 230 EN CONDIZET 230
<u>VIII</u>	MH 80 / MH 80 E / MH 80 S
<u>IX</u>	VIBRAX 400 EN 600 EN 800
<u>X</u>	STRELA / CZ 330
<u>XI</u>	HS 360
<u>XII</u>	DS 5000
<u>XIII</u>	FANEX 400 EN 500
<u>XIV</u>	FANEX 600 EN 730
<u>XV</u>	TK 210
<u>XVI</u>	MH 160 S
<u>XVII</u>	MH 240 S

GEBRUIKTE SYMBOLEN.

n = TOEKENTAL; in $\text{omw}/\text{min.} = \text{RPM.}$

ϕ = OVERBRENGING; $\frac{n_{\text{uit}}}{n_{\text{in}}} = \frac{z_{\text{in}}}{z_{\text{uit}}}$ (z = AANTAL TANDEN.)

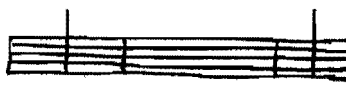
$P_{V \text{ MAX}}$ = MAXIMALE VERMOGEN DAT DE V-SNAREN OVERBRENGEN.
IN PK'S.


M_{BR} = MAXIMALE MOMENT BREEKKOPPELING, IN KGM.

M_{SL} = MAXIMALE MOMENT SLIPKOPPELING, IN KGM.

 : AFTAK-AS TRAKTOR.

 : KOPPELING.

 : V-SNAREN. (4 STUKS)

 : KONISCH TANDWIEL.

 : RECHT TANDWIEL.

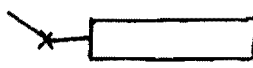
 : (PLATEN) SLIPKOPPELING.

 : KONISCH TANDWIEL MET SLIPKOPPELING.

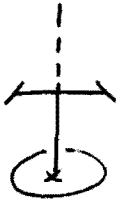
 : BREEKKOPPELING.

 : MESSCHIJF.

 : KONISCH TANDWIEL (VAN BOVEN GEZIEN)

 : KNEUZER. MET KOPPELING

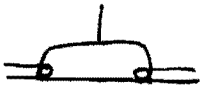
 : RECHT TANDWIEL (VAN BOVEN GEZIEN)



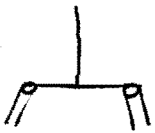
: DOORLOPENDE AS I.U.M. HOOGTE-REGELING.



: DEZE ASSEN WORDEN GEKOPPELD ALS EEN KNEUZER ACHTER EEN MAAIER RYDT.



: ROTOR MET HORIZONTALE TANDEN IN BEDRIJF



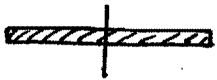
: ROTOR MET VERTIKALE TANDEN.



: STER SLIP KOPPELING.



: VRY LOOP.



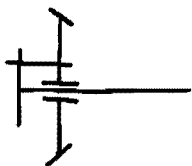
: ROTOR MET MESSEN EN SCHOEPEN.

$$1 \text{ RPM} = \frac{2\pi}{60} \text{ rad/sec}$$

$$1 \text{ pk} = 735.5 \text{ Watt.}$$

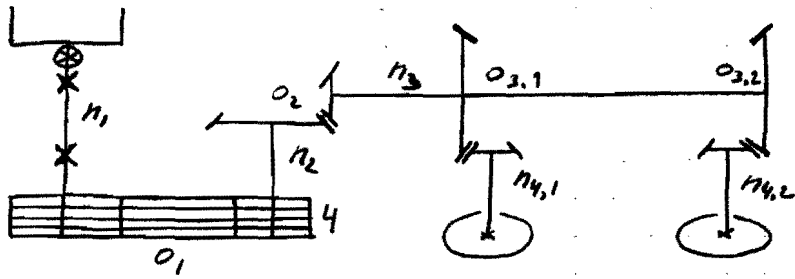
$$1 \text{ kgf} = 9.81 \text{ N.}$$

$$1 \text{ pk} = \frac{1 \text{ kgm} \times 1 \text{ RPM.}}{716.} ; \text{ mei bylage 5.}$$



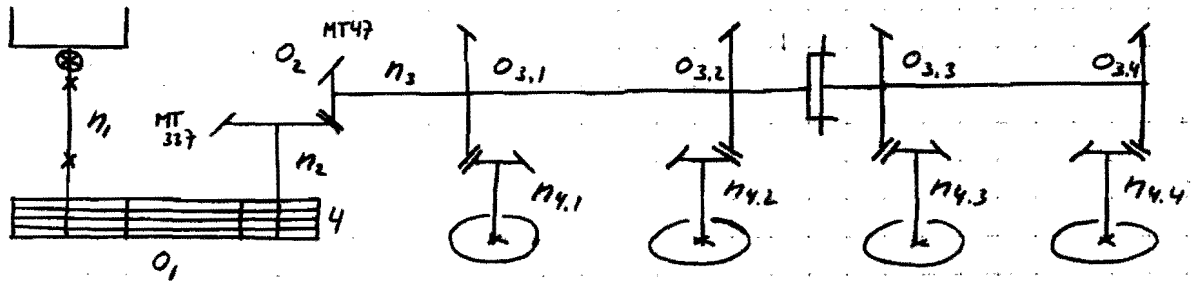
TANDWIEL MET BREEK KOPPELING.

I



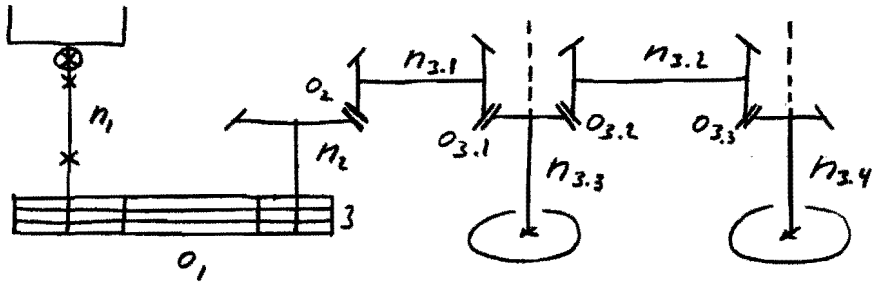
	n_1	O_1	n_2	O_2	n_3	O_3	n_4	P_{MAX}	
CM 135	540	1.77	956	$\frac{23}{15} = 1.53$	1462	$\frac{23}{15} = 1.53$	2237	20	
CM 165	540	1.513	817	$\frac{23}{15} = 1.53$	1250	$\frac{23}{15} = 1.53$	1913	20	

II



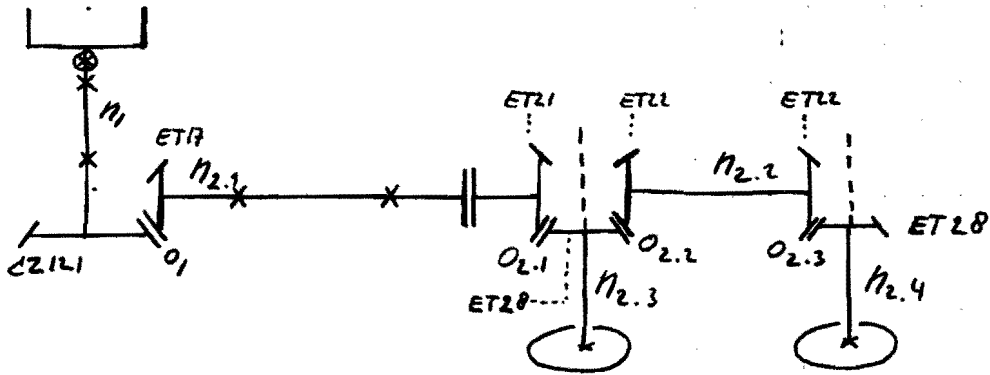
	n_1	O_1	n_2	O_2	n_3	O_3	n_4	P_{MAX}	M_{DR}
CM 215	540	2.09	1129	$\frac{23}{15} = 1.53$	1727	$\frac{23}{15} = 1.53$	2642	35	22
CM 215 F(540)	540	2.09	1129	$\frac{23}{15} = 1.53$	1727	$\frac{23}{15} = 1.53$	2642	35	22
CM 215 F(1000)	1000	1.12	1120	$\frac{23}{15} = 1.53$	1714	$\frac{23}{15} = 1.53$	2622	35	22

III



	n_2	o_1	n_2	o_2	n_3	o_3	$P_v \text{ MAX}$		
CM 185	540	1,65	891	$\frac{33}{16} = 2,06$	1830	$\frac{19}{19} = 1$	28		

IV

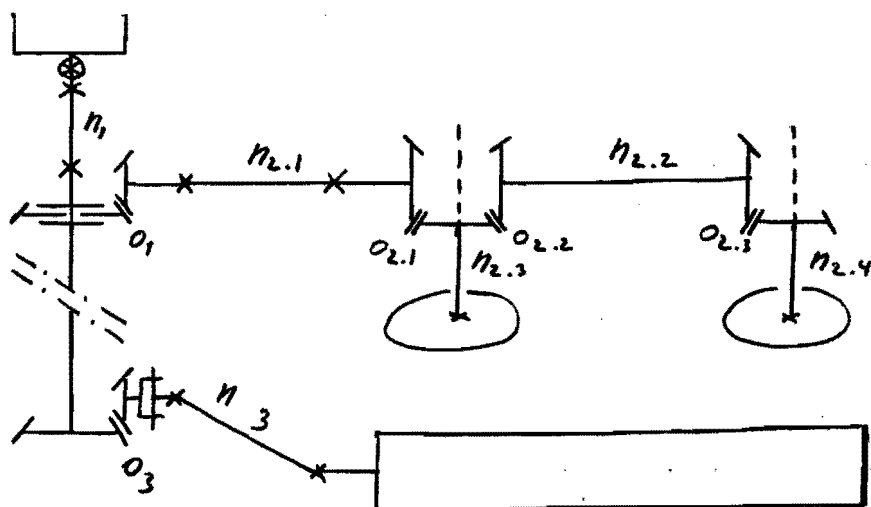


	n_1	o_1	n_2	o_2	M_{2SL}				
CM 210	540	$\frac{44}{15} = 2,93$	1584	$\frac{19}{19} = 1$	45				

OPM.: $o_1 = \text{TANDWIELKAST ET00219}$.

$M_{2SL} = 45 \text{ kgm. MOMENTEEL PROEVEN MET 55 kgm.}$

V

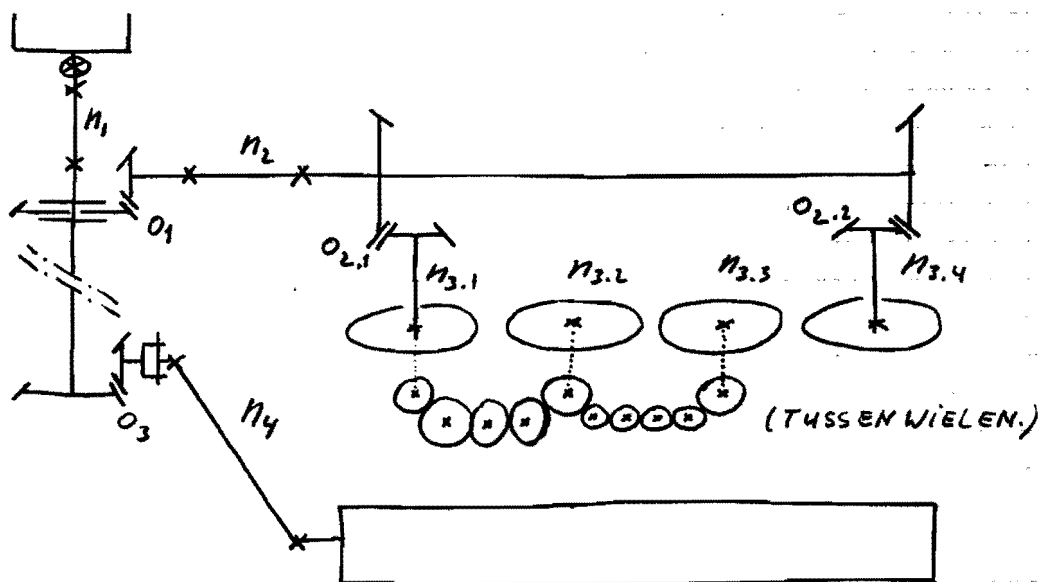


	n_1	O_1	n_2	O_2	O_3	n_3	$M_{2 SL}$	$M_{3 BR}$	
CM 185 H	540	$\frac{53}{15} = 3.53$	1906	$\frac{19}{19} = 1$	—	—	36	—	
TK 185	540	—	—	—	$\frac{23}{15} = 1.53$	826	—	91	

OPMERKING: O_1 = TANDWIELKAST DM 00200

O_3 = TANDWIELKAST CK 0045.

VI

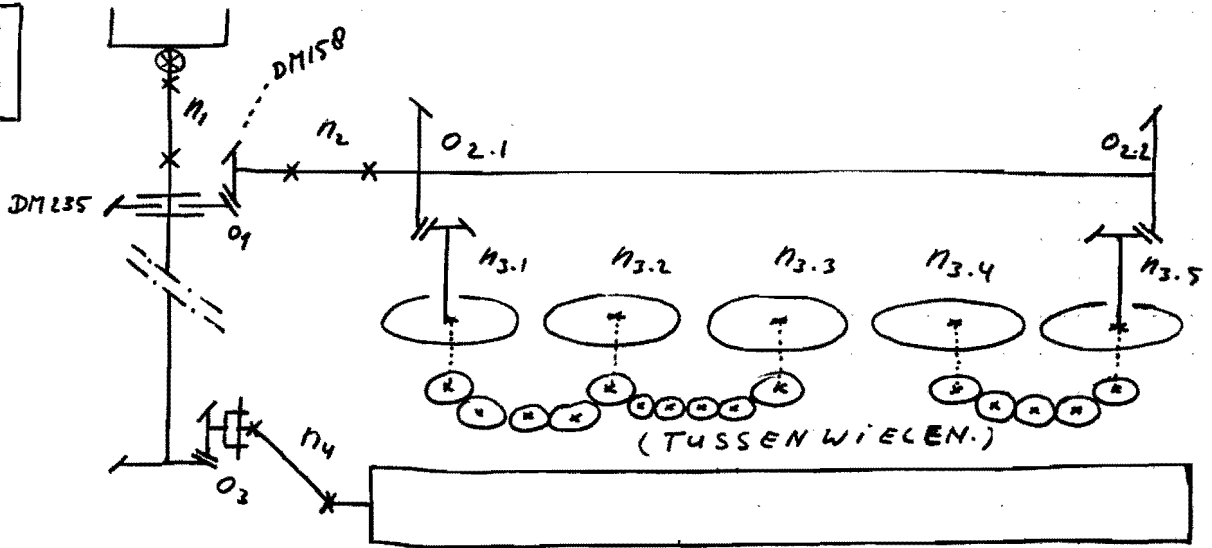


	n_1	O_1	n_2	O_2	n_3	O_3	n_4	$M_{2 SL}$	$M_{4 BR}$
FALAZET 185	540	$\frac{53}{15} = 3.53$	1906	$\frac{23}{15} = 1.53$	2917	—	—	36	—
CONDIZET 185	540	—	—	—	—	$\frac{19}{19} = 1$	540	—	91

OPMERKING: O_1 = TANDWIELKAST DM 00200

O_3 = TANDWIELKAST DK 00106

VII

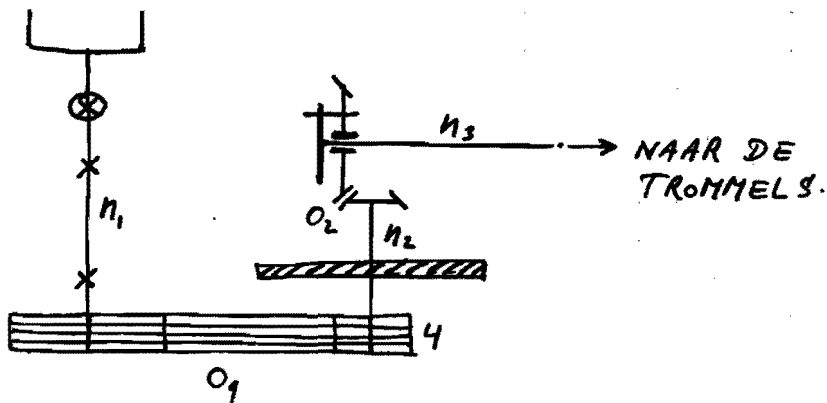


	n_1	o_1	n_2	o_2	n_3	o_3	n_4	$M_{2,SL}$	$M_{4,BR}$
FALAZET 230	540	$\frac{53}{15} = 3.53$	1906	$\frac{23}{15} = 1.53$	2917	—	—	36	—
CONDIZET 230	540	—	—	—	—	$\frac{19}{19} = 1$	540	—	91

OPM.: o_1 = TANDWIELKAST DM00200

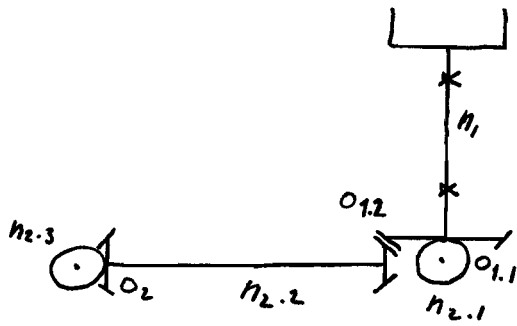
o_3 = TANDWIELKAST DK00106

VIII



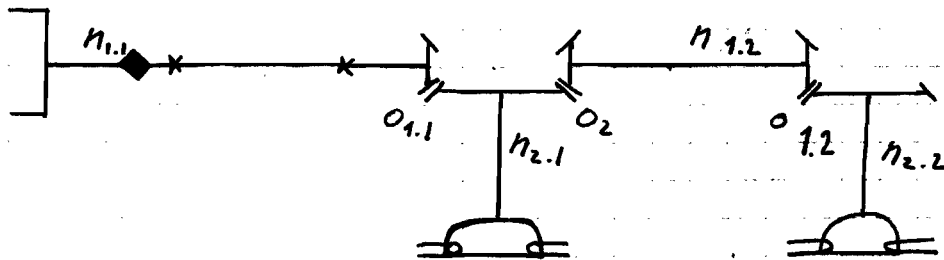
	n_1	o_1	n_2	o_2	n_3			$P_{V,MAX}$	$M_{3,BR}$
MH 80	540	2.47	1334	$\frac{15}{23} = 0.65$	867			75	?
MH 80 E	540	2.60	1447	$\frac{16}{52} = 0.31$	445			75	?
MH 80 S	540	2.96	1590	$\frac{16}{52} = 0.31$	495			60	?

IX



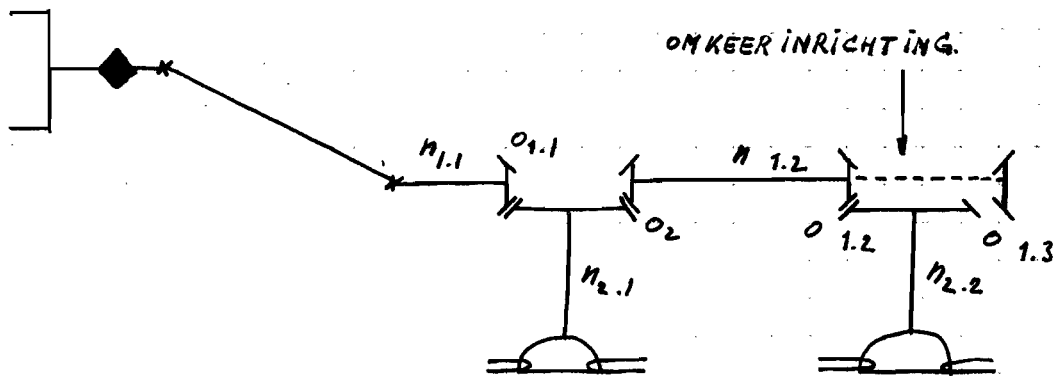
	n_1	O_1	n_2	O_2				
VIBRAX 400/600/800	540	$\frac{23}{15} = 1.53$	828	$\frac{15}{15} = 1$				

X



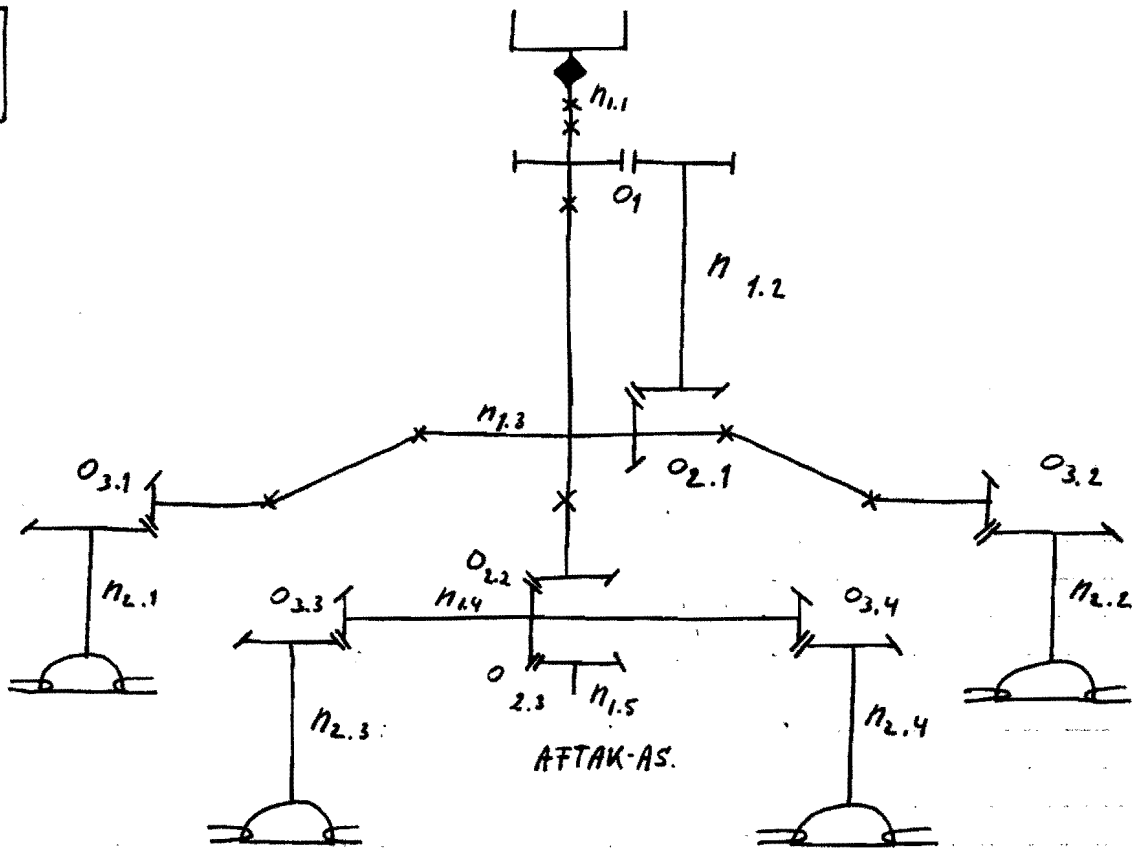
	n_1	O_1	n_2	O_2	$M_{1 SL}$			
STRELA	540	$\frac{17}{51} = \frac{1}{3}$	180	$\frac{51}{17} = 3$	70			
CZ 330	540	$\frac{15}{44} = 0.34$	184	$\frac{44}{15} = 2.93$	480 Nm			

VI



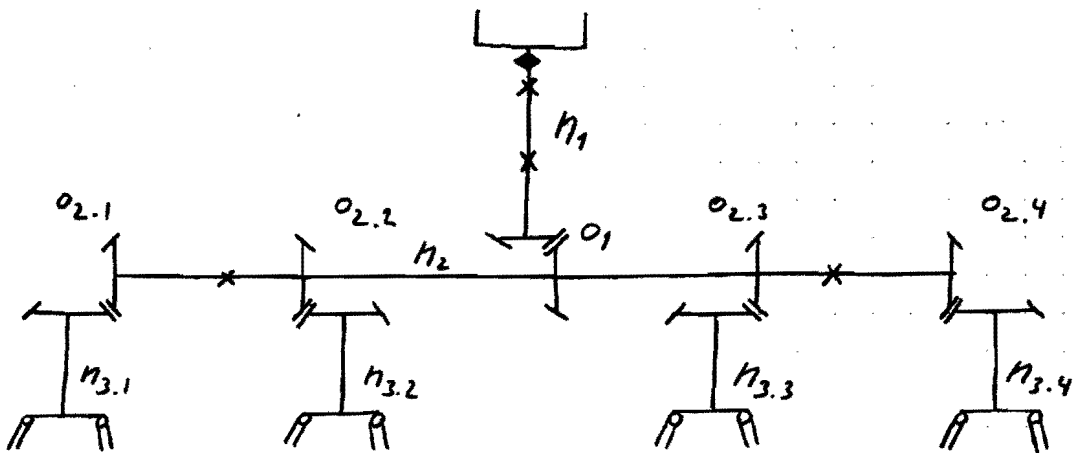
	n_1	O_1	n_2	O_2	$M_{1 SL}$			
HS 360	540	$\frac{17}{51} = \frac{1}{3}$	180	$\frac{51}{17} = 3$	73			

XII



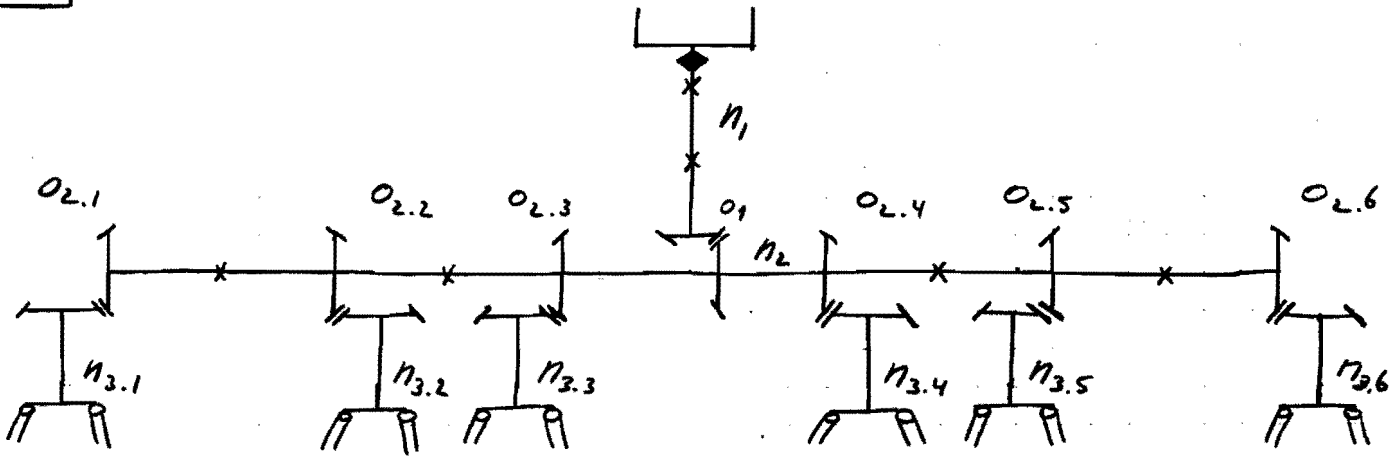
	n_1	O_1	n_2	O_2	O_3	M_{1SL}			
DS 5000 (SUPERSTRELA)	540	$\frac{23}{23} = 1$	216	$\frac{19}{19} = 1$	$\frac{16}{40} = 0.4$	78			

XIII



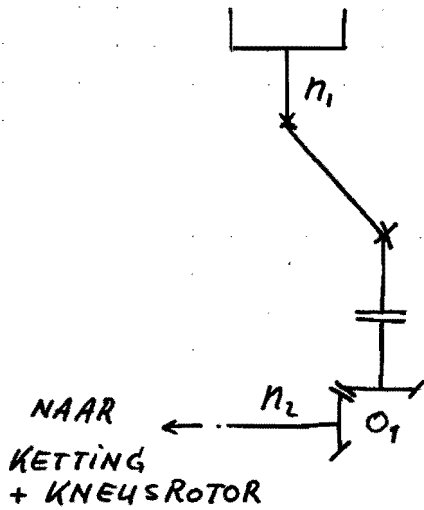
	n_1	O_1	n_2	O_2	n_3	M_{1SL}			
FANEX 400 (KV)	540	$\frac{19}{19} = 1$	540	$\frac{15}{45} = \frac{1}{3}$	180	?			
FANEX 500 (GV)	540	$\frac{17}{23} = 0.74$	399	$\frac{15}{45} = \frac{1}{3}$	133	?			

XIV



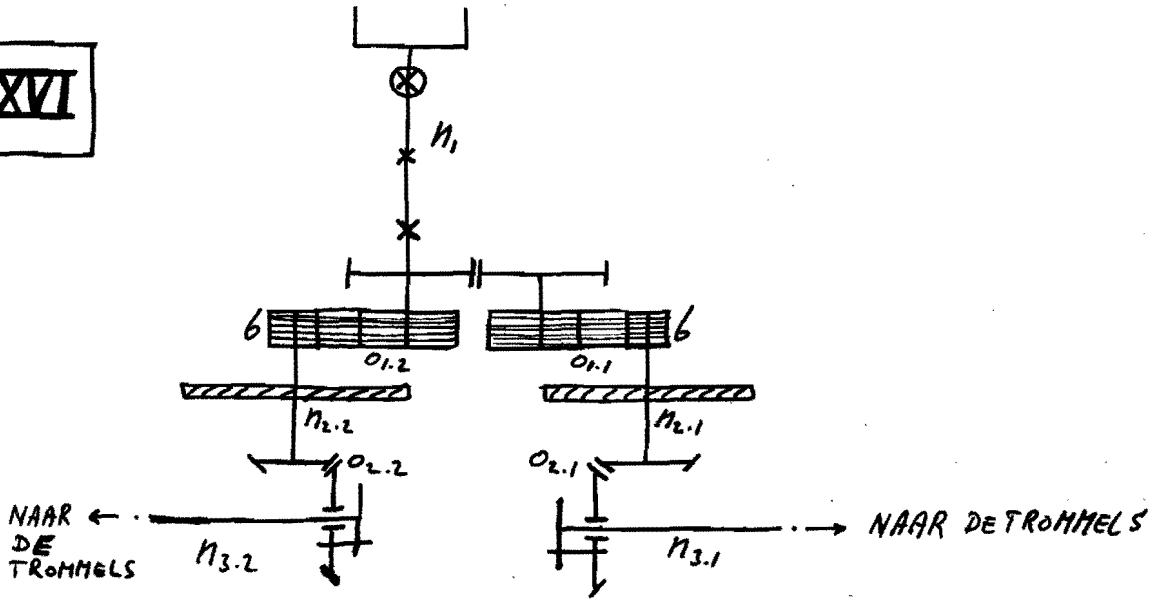
	n_1	O_1	n_2	O_2	n_3	$M_{1,SL}$			
FANEX 600 (KZ)	540	$\frac{19}{19} = 1$	540	$\frac{15}{45} = \frac{1}{3}$	100	?			
FANEX 730 (GZ)	540	$\frac{17}{23} = 0.74$	399	$\frac{15}{45} = \frac{1}{3}$	133	?			

XV



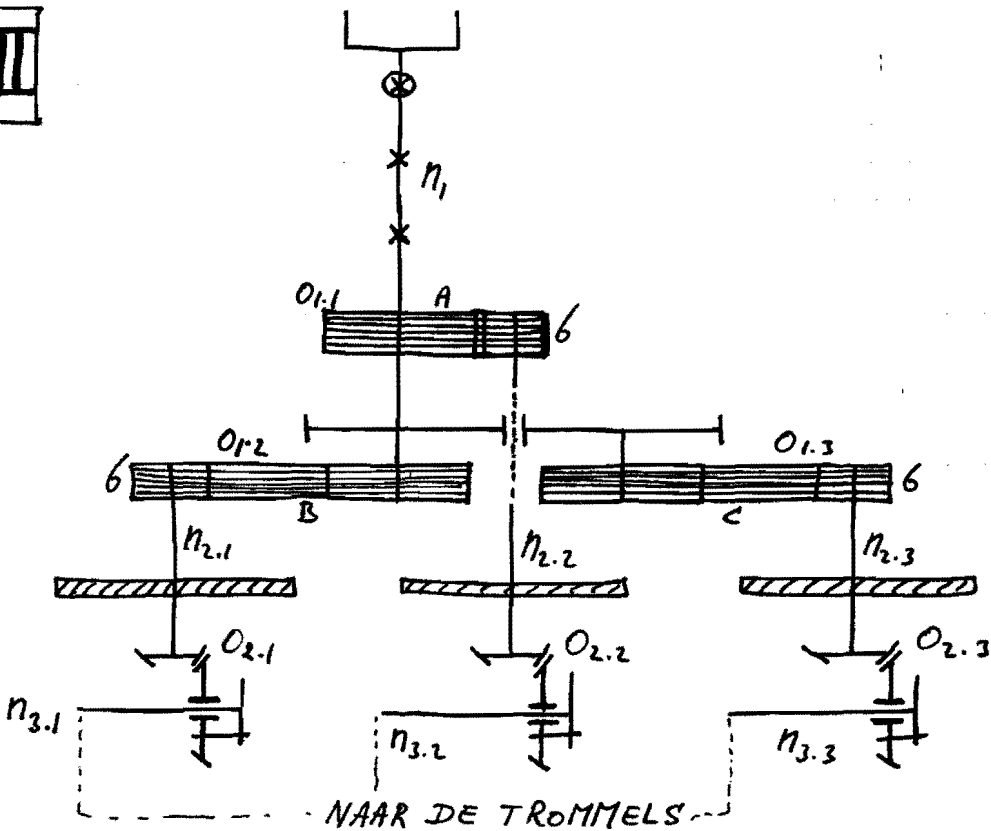
	n_1	O_1	n_2	$M_{1,SL}$				
TK210	540	$\frac{19}{19} = 1$	540	550 Nm				

XVI



	n_1	O_1	n_2	O_2	n_3	P_{VMAX}	M_{3BR}		
MH 160 S	1000	1.6	1600	$\frac{16}{52} = 0.31$	492	75	?		

XVII



	n_1	O_1	n_2	O_2	n_3	$P_{VA MAX}$	$P_{VB,C} MAX$	M_{3BR}	
MH 240 S	1000	1.6	1600	$\frac{16}{52} = 0.31$	492	70	85	?	

Intermezzo :

Beschouw , schema IV

1. door wiel E.T. 21 in $O_{2,1}$
gaat twee maal zoveel vermogen als door wiel E.T. 22 in $O_{2,3}$. Beide tandwielen hebben echter dezelfde veranding. Dit is een voorbeeld van standaardisatie.
2. Metingen hebben uitgewezen dat ten gevolge van massaagheids effecten het moment in de aftak-as negatief kan worden. Dan drijft als het ware de cyclomaier de traktor aan. Daarom zit er een vrijloop gemonteerd.
Dese zit echter, aandrijf-technisch gezien, op de meest ongunstige plaats. Hoe dichter dese bij de moatrommel zou zitten, desto beter dat zou zijn. Dan hoeven niet eerst alle spelingen in de aandrijfketen worden doorlopen.

Ma enig onderzoek van dese schema's komen als de waarschijnlijk zwaarst belaste wielen naar voren:

M.T. 47 in C.M. 215, schema II, O_2

$$Z = 15, \text{ modul} = 4.42 \text{ mm}$$

$$m_3 = 1727 \text{ rpm} \approx 108 \text{ rad/sec}$$

$$M_{3sl} = 14 \text{ kgm} \approx 137 \text{ Nm}$$

$$P_{vmax} = 35 \text{ p.k} \approx 26 \text{ kW}$$

$$M_2 \text{ sl} = 22 \text{ kgm}$$

$$n_2 = 1129 \text{ rpm}$$

E.T. 17 in CM 210, schema IV, 07
 $z = 15$, modul = 4,7 mm

$$N_2 = 1584 \text{ rpm} \approx 166 \text{ rad/sec}$$

$$M_2 \text{ sl} = 45 \text{ kgm} \approx 441 \text{ Nm}$$

$$P_{\text{sl}} = 99 \text{ pk} \approx 73 \text{ kW}$$

D.M. 158 in Falaset 230, schema VII, 01
 $z = 15$, modul = 4 mm

$$N_2 = 1906 \text{ rpm} \approx 200 \text{ rad/sec}$$

$$M_2 \text{ max} = 36 \text{ kgm} \approx 350 \text{ Nm}$$

$$P_{\text{sl}} = 96 \text{ pk} \approx 70 \text{ kW}$$

(Rendement-verliezen worden buiten beschouwing gelaten)

4.2. Bepaling M_{nom}

Bij de sterkteberekeningen werd uitgegaan van een maximaal moment op de as van het wiel: M_{nom}

M_{nom} werd gelijk gesteld aan $\frac{1}{2} M_{\text{sl/br}}$.^①

omdat dit, gevoelsmatig, reëel leek.

Een zogenaamd veldmetrapport heeft dit vermoeden bevestigd. Het betreft hier een rapport over vermogensmetingen aan de Falaset 185 en de CM 105H.

① $M_{\text{sl/br}} =$ Het in een aandrijfketen voorkomende slip- respectievelijk breek-moment.

Aan de aftakas werden moment en toerental gemeten. Bijlage 6 toont twee belangrijke bladzijden van dit veldmeetrapport.

De metingen werden verricht bij een gewastaestand dat "zwaar" te noemen is. Het is reëel in de praktijk rekening te houden met "zwaar" gewas. Dit vraagt dan ongeveer 2x zoveel vermogen.

De gegevens van de overbrengingschema's **V** en **VI** samen met de resultaten van dit veldmeetrapport moedte het mogelijk het volgende overzicht in te vullen.

Resultaten-overzicht veldmetingen.

CM 185 H	n_1	$M_{1,el}$	$M_{1,geom}$	O_1	n_2	$M_{2,el}$	$M_{2,geom}$	$P_{0,max}$	$P_{0,geom}$
EENHEID	RPM	KGM	KGM	-	RPM	KGM	KGM	PK	PK
THEORIE	540	127	-	3.53	1906	36	-	96	-
VELD (11 km/h)	524	-	21.8	3.53	1850	-	6.2	-	15.95
FALAZET 185									
THEORIE	540	127	-	3.53	1906	36	-	96	-
VELD (11 km/h)	527	-	27.8	3.53	1860	-	7.9	-	20.49

(Rendementsverliezen zijn verwaarloosd.)

Beschouwen we de c.m. 105 H.

Het gemiddelde moment op het rondsel in O_1 is M_2 gem.
Dit komt in een eventuele sterkteberekening van dat rondsel overeen met M_{norm} .

$$\begin{aligned} \text{Er geldt nu: } M_{norm} &= \frac{m_2 \text{ gem}}{m_2 \text{ sl}} \cdot M_{sl/be} \\ &= \frac{6,2}{36} * M_{sl/be} = 0,17 M_{sl/be} \end{aligned}$$

Voor het rondsel in O_1 van de Falaset 105 geldt:

$$M_{norm} = \frac{7,9}{36} \cdot M_{sl/be} = 0,22 M_{sl/be}$$

In zwaai zwaar opwas, dat 2x zoveel vermogen vraagt dan het gemeten vermogen geldt voor het zelfde rondsel in O_1 van de c.m. 105 H : $M_{norm} = 0,34 M_{sl/be}$
van de Falaset : $M_{norm} = 0,44 M_{sl/be}$

Deze waarden komen behoorlijk dicht in de buurt van de 0,5, het open aanleiding is om in de nu volgende sterkteberekeningen uit te gaan van : $M_{norm} = 1/2 M_{sl/be}$

4.3. Sterkteberekeningen

In het algemeen kunnen bij tandwielberekeningen de volgende belastingcriteria van de orde komen.

A. Mechanische :

1. tandbreuk door te hoge voetspanning
 - periodiek → vermoelingsbreuk
 - incidenteel → geweldbreuk
2. putvorming door te hoge contactspanning :
 - periodiek → pitting

B. Thermisch.

Opzien de aard van de tandwielbelasting in Zwagers-machines, worden de thermische belastingcriteria hier verder buiten beschouwing gelaten.

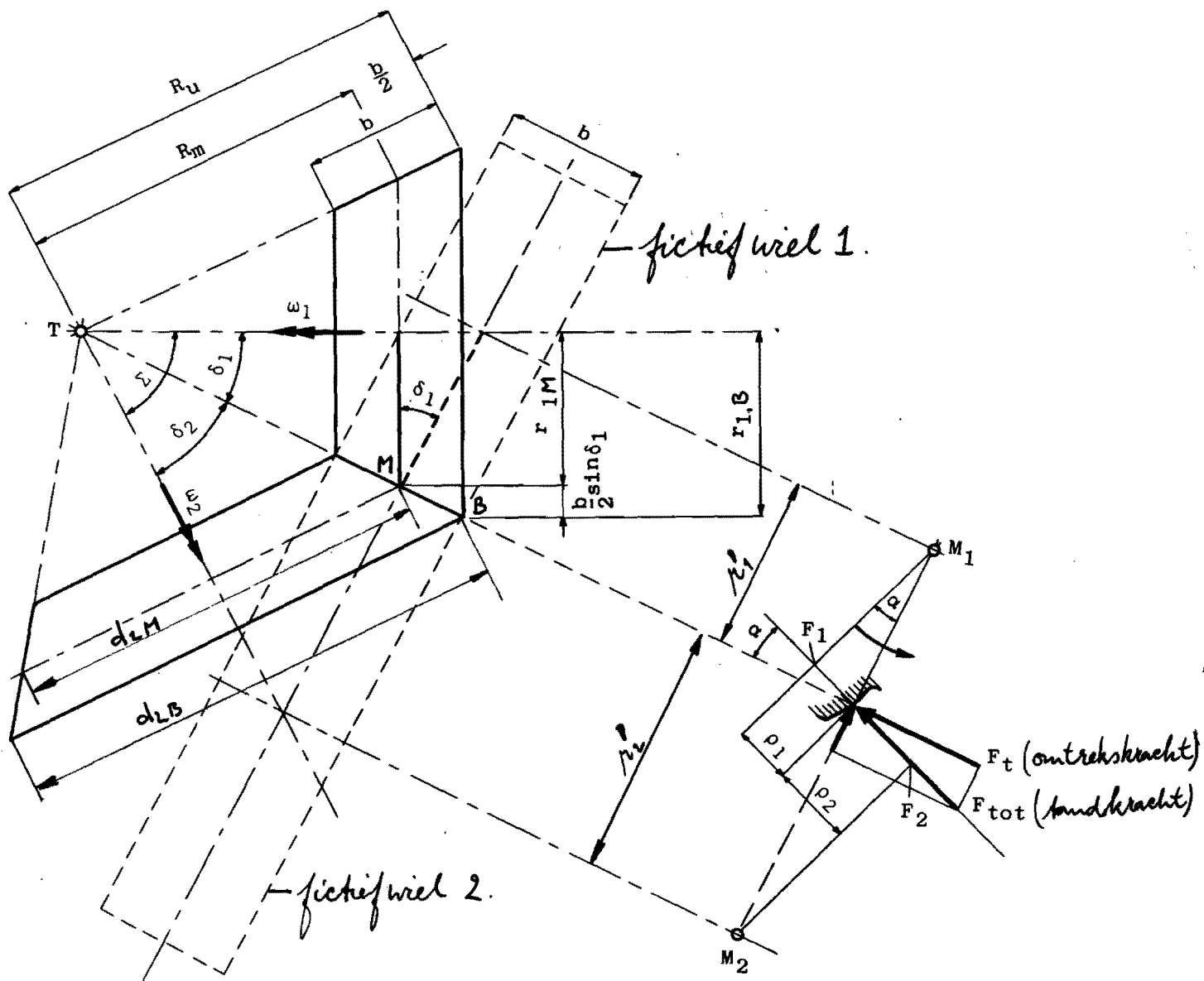
De mechanische berekeningen vinden plaats adhv. de methode zoals beschreven in het diktaat:

"Tandwielen" van prof. ir. A.P.C. van Kleewijk,
T.M. Delft, 1981, hoofdstuk 3 en 5

(Hiervan bevindt zich inmiddels ook een exemplaar op de tekenkamer bij Zwagers - Jeldrop.)

De belangrijkste tabellen die nodig zijn bij deze sterlute-berekeningen zijn uit dit diktaat overgenomen en afgedrukt in bijlage 7. Van Kleewijk baseert zijn tabellen op de experimenten van Niemann.

Voor de berekening van konische wielen wordt de "benaderingsconstructie van Tredgold" gehanteerd. Deze constructie benadert een konisch wiel met een cilindrisch wiel, het zgn. fictieve wiel, zie fig. 4.1. In het onderstaande is gerekend met een nominaal moment (M_{nom}) dat gelijk is aan de helft van het maximaal op-



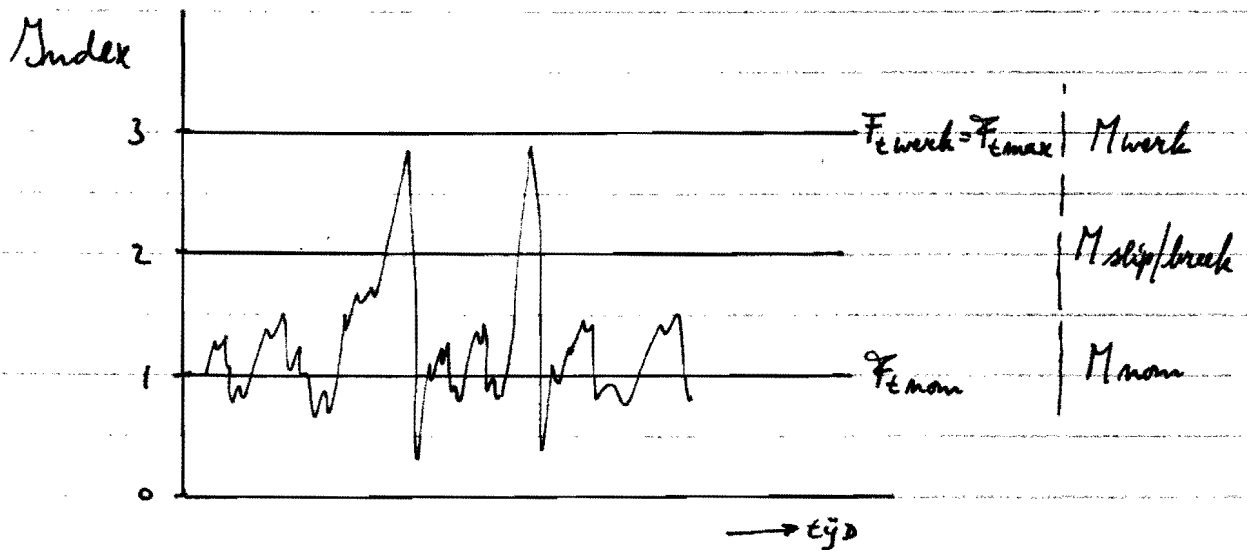
Benaderingsconstructie van Tredgold

fig. 4.1.

treedende moment $M_{\text{slip/breek}}$. $M_{\text{sl/bre}}$ is bepaald op basis van de slip- en breekmomenten.

Mit de berekeningen volgt dat aan de hand van allerlei toeslag factoren de werkelijk optredende tandkracht F_t werk ruim drie keer zo groot is als F_t nom. Daarom is aangenomen dat de maximaal optredende, incidentele kracht F_t max gelijk is aan F_t werk. Mocht de tandkracht dan toch nog groter worden dan $3 * F_t$ nom, dan zullen er breek- en slijpkoppelingen gaan doorslaan. Een globaal overzicht geeft fig. 4.2.

Het doorslaan van breek- en slijpkoppelingen hoeft in het gebied tussen index 2 en 3 nog niet te gebeuren a.g.v. de traagheden in een constructie.



Globale verhoudingen tussen krachten en momenten.

fig 4.2

Daaropvolgens worden nu bepaald:

- 1) De maximaal optredende buigspanning in de tandvoet $\sigma_{b,max}$ (zie ook fig. 4.3 en 4.4.)
- 2) De maximaal optredende oppervlaktespanning $\sigma_{H,max}$.

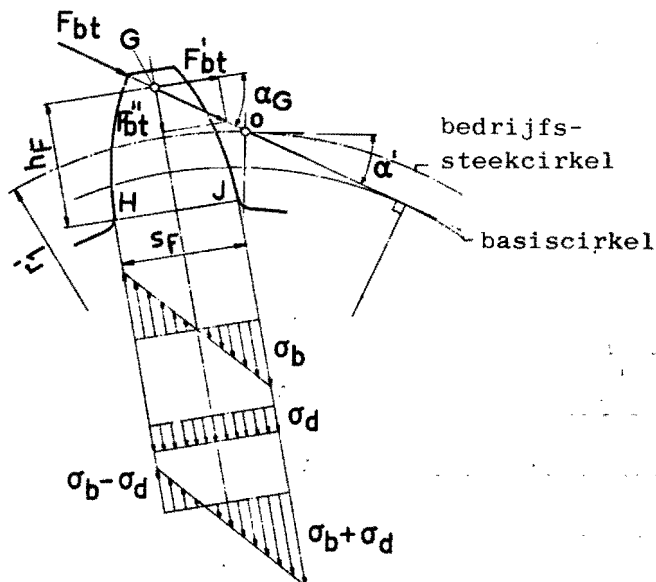


fig. 4.3

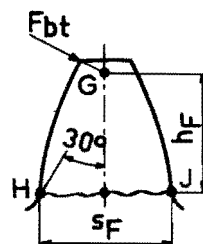


fig. 4.4

Een tand wordt belast door de totale tandkracht F_{bt} . F_{bt} is onafhankelijk van het ingrijppunt constant van richting en grootte. F_{bt} belast de tand op buiging, druk en afschuiving. Figuur 4.3 geeft het ongunstigste aangrijppingspunt van F_{bt} , namelijk de tandtop.

$F_{bt} = \frac{F_{t,werk}}{\cos \alpha'}$, waarin α' de drukhoek is.

De maximale buigspanning wordt door Van Heeswijk in zijn dictaat (lit.[2]) uitvoerig afgeleid.

Hij vindt:
$$\sigma_{b,max} = c_\epsilon * \frac{F_{t,werk}}{b m} * \left[\frac{\cos \alpha_d}{\cos \alpha'} + \frac{6 c_1}{c_2^2} \right]$$

met $c_\epsilon = 0.7$ vanwege in ingrijpquotient ϵ van ongeveer 1.4.

b = tandbreedte.

$c_1 = h_F / m$

$c_2 = s_F / m$.

TABEL 4.1.

	MT47	ET17	DM158
<u>Werkelijk:</u>			
$z =$ aantal tanden	15	15	15
$m_B =$ modul op buitenkegel. [mm]	4.42	4.7	4.0
$d_B = z \cdot m_B =$ diameter [mm]	66.3	70.5	60.0
$p_B =$ steek $= m_B \cdot \pi$ [mm]	13.8	14.8	12.6
$b =$ tandbreedte (incl. afkantung) [mm]	2.2	2.6	2.7
$\delta =$ halve tophoek steekkegel.	33.1°	18.5°	15.6°
$d_M = d_B - b \sin \delta$ [mm]	54.3	62.3	52.7
$m_M = \frac{d_M}{z}$ [mm]	3.62	4.15	3.52
<u>Fictief. (=met accenten)</u>			
$d' = \frac{d_M}{\cos \delta}$ [mm]	64.8	65.7	54.7
$z' = \frac{z}{\cos \delta}$	18	16	16
$m' = \frac{d'}{z'}$ [mm]	3.60	4.11	3.42
$p' = m' \cdot \pi$ [mm]	11.3	12.9	10.7
ω [rad/sec]	188	166	200
$v'_{st.} = \omega * \frac{d'}{2} * 10^{-3}$ [m/sec]	6.1	5.5	5.5
<u>Belasting:</u>			
stel: $M_{nom} = \frac{1}{2} M_{br/st.}$ [Nm]	69	220	175
$F_{t,nom} = M_{nom} * \frac{2}{d_M \cdot 10^{-3}}$ [N]	2540	7060	6640
$F_{t,werk} = F_{t,nom} * K_A * K_V * K_S$ [N]	7925	22030	20720
			4.21

TABEL 4.2

	MT47	ET17	DM150
K_A = toeslagfaktor externe dynamische belasting; strokfaktor tabel 3.1.	2.0	2.0	2.0
K_V = toeslagfaktor interne dynamische belasting, tabel 3.3	1.42	1.42	1.42
K_S = inbouwfactor, grafiek 3.9.	1.1	1.1	1.1
$K_A * K_V * K_S$	3.12	3.12	3.12
Parameter $\frac{b \cdot c_2}{F_{enorm}} \cdot f_{RW}$ $F_{enorm} \cdot K_A \cdot K_V$	0.35	0.29	0.30
c_2 = veerconstante, tabel 3.5 $[\frac{N}{mm^2}]$	10	10	10
f_{RW} = richtingsafwijkingfactor $= 0.75 \cdot f_R \cdot \sqrt{b} +$ $[0.03 \cdot K_A \cdot \frac{F_{enorm}}{b}]$ $[\mu m]$	11.50	21.26	19.03
f_R = bandafwijking, tabel 3.4 $[\mu m]$ kwaliteitsklasse DIN 3762 gesmeed wiel	1.3	1.3	1.3
	7	7	7
$\sigma_{bmax} = 0.7 \cdot q \cdot \frac{F_{werk}}{b \cdot m^1}$ $[\frac{N}{mm^2}]$	249	395	353
$q = \frac{\cos \alpha_G}{\cos \alpha^1} \cdot \frac{6 c_1}{c_2^2}$ vormfactor	3.55	2.74	2.25
stel $\alpha_G \approx \alpha^1$ (fig. 4.3)	20°	22.5°	22.5°
α^1 = drukhoek fictieve wiel	20°	22.5°	22.5°
$c_1 = \frac{h_F}{m^1}$	1.94	2.19	2.05
h_F = gemeten met schuifmaat $[\mu m]$	7.0	9.0	7.0
$c_2 = \frac{S_F}{m^1}$	1.81	2.19	2.34
S_F = gemeten met schuifmaat $[\mu m]$	6.5	9.0	8.0

TABEL 4.3

MT47

ET17

DM150

$$\sigma_{Hmax} = \sqrt{0.35 \frac{M_{werk} \cdot E_R \cdot \frac{1}{b \cdot (r_i')^2} \cdot \frac{1}{\sin 2\alpha'}} \cdot \frac{1+i'}{i'}} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$M_{werk} = F_{werk} \cdot \frac{d'}{2} \quad [N \cdot mm]$$

$$F_{werk} \quad [N]$$

$$d' \quad [mm]$$

$$E_R = 2.1 \cdot 10^5 \quad [N/mm^2]$$

$$b = \quad [mm]$$

$$r_i' = \frac{d'}{2} \quad [mm]$$

$$L'$$

$$i' \text{ (nie onderstaande)}$$
257 · 10³724 · 10³567 · 10³

7925

22030

20720

64.8

65.7

54.7

22

26

27

32.4

32.8

27.4

20°

22.5°

22.5°

2.33

0.69

12.31

$$\sigma_{Hmax}$$

$$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

1349

1732

1773

Bepaling i'

$$z_1 =$$

15

15

15

$$z_2 =$$

23

44

53

$$z_1' = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

18

16

16

$$z_2' = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

42

139

197

$$\delta_1$$

33.1°

18.5°

15.6°

$$\delta_2$$

56.9°

71.5°

74.4°

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

1.53

2.93

3.53

$$i' = \frac{z_2'}{z_1'}$$

2.33

0.69

12.31

Onder de aannames ontrent de belasting zijn nu voor de drie standwiel en de optredende maximale voet- en oppervlaktenspanningen bekend.

Deze worden achtereenvolgens getoetst aan de toelaatbare: a) voetspanning bij vermoeiing $\bar{\sigma}_{bv}$
 b) voetspanning bij geweld $\bar{\sigma}_{bg}$
 c) oppervlaktenspanning $\bar{\sigma}_H$

TABEL 4.4

	MT47	ET17	DM15B
ad a) $\bar{\sigma}_{bv} = \sigma_{500} =$ sprongsterkte bij oneindige levensduur tabel 3.11 [N/mm ²]	410	410	410
$\sigma_{bv \max}$ [N/mm ²]	249	395	353
$\sigma_{bv \max}$ t.o.v. $\bar{\sigma}_{bv}$	<	<	<
ad b) $\bar{\sigma}_{bg} = \sigma_{ve} = \sigma_{0.2}$ tabel 3.11 [N/mm ²]	600	600	600
$\sigma_{bg \max}$ [N/mm ²]	249	395	353
$\sigma_{bg \max}$ t.o.v. $\bar{\sigma}_{bg}$	<	<	<
ad c) $\bar{\sigma}_H = \sigma_{H00}$ tabel 3.11 [N/mm ²]	1630	1630	1630
$\sigma_{H \max}$ [N/mm ²]	1349	1732	1773
$\sigma_{H \max}$ t.o.v. $\bar{\sigma}_H$	<	> (6%)	> (9%)

Conclusies:

d. a) en b): In de praktijk zijn geen noemenswaardige klachten over vermoeingsbreuk of geweldbreuk bekend. Deze berekeningen stemmen hiermee overeen. De verschillen tussen $\bar{\sigma}$'s en σ_{more} zijn niet extreem groot. De wielen zijn dus niet "veel-te zwaar" uitgevoerd.

d. c) Volgens deze berekening moeten de E.T. 17, en de D.M. 158 problemen oplossen met "pitting" omdat de toelbaarbare contactspanning zou worden overschreden. (met resp. 6 en 9%).

Echter: In de praktijk zijn hierover geen klachten bekend. Het is mogelijk dat die 6 en 9% te verwaarlozen zijn vanwege een algemene onnauwkeurigheid (van rekenen en benaderen met een fictief wiel) van bijvoorbeeld 10%.

Een andere mogelijkheid is, dat in deze twee gevallen van de E.T. 17 en de D.M. 158, M_{nom} kleiner moet worden gesteld dan $\frac{1}{2} M_{sl/bk}$, zodat $\sigma_{H,more}$ onder $\bar{\sigma}_H$ komt te liggen.

Enkele opmerkingen bij de voorgaande berekeningen:

1. Van Heeswijk stelt bij zijn tabel 3.11 de waarde dat de afrondingstraal aan de tandvoet groter of gelijk moet zijn dan $0.2 \cdot \text{modul}$.

Dit is niet precies nagemeten, er lijkt wel aan voldaan te zijn.

2. Volgens deze berekeningen zijn de mechanische eigenschappen van gesmede en gefreesde vertandingen ongeveer gelijk. Alleen K_{β} zou iets veranderen als gevolg van een andere Y_e . Maar op het totaal is dit te verwaarlozen. Dat, zoals velen veronderstellen, een gesmeed wiel ongeveer 20% sterker zou zijn dan een gefreesd, komt dus in deze berekeningmethode nergens naar voren.

Eigenlijk ontbreekt het in de literatuur (zie lit. lijst) aan een wetenschappelijke onderbouwing van de veronderstelde 20%.

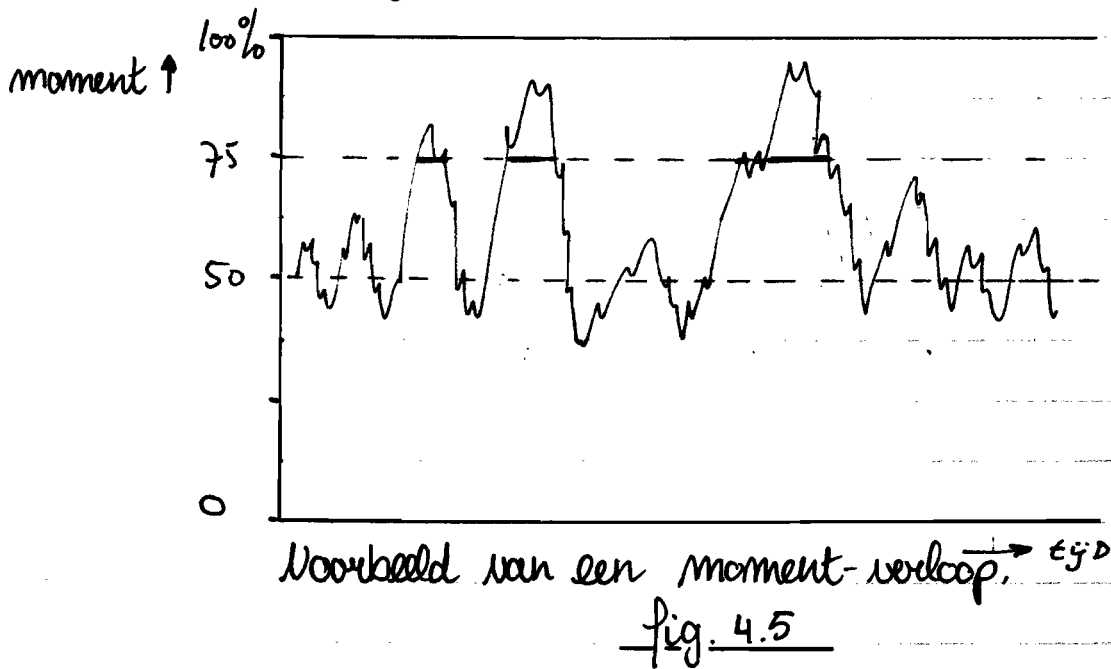
3. Het toelaatbare vermogen is voor een tandwiel recht evenredig met:

- het volume van een tandwiel
- de toelaatbare buigspanning
- de rotatiefrequentie

Do is ook het toelaatbare moment evenredig met het volume; dit houdt in dat als een tandwiel 10% kleiner wordt gemaakt in tandbreedte en diameter, dit op het toelaatbare moment ongeveer een kwart scheelt.

Maandijk: $1 - (1 - 0.1)^3 = 1 - 0.73 = 0.27$

Bij handhaving van de belasting kan dit ernstige gevolgen hebben. Soms kunnen vele pieken de limiet overschrijden. (zie fig. 4.5)



Omgekeerd neemt met een toeslag van 10% op breedte en diameter, de sterkte toe met $[(1.1)^3 - 1] * 100\% = 33\%$. Een iets groter wiel mag dan meteen een stuk sterker zijn, het beïnvloedt ook de gehele constructie (lagers, assen, pinnen etc.). Het is aan de constructeur een en ander zorgvuldig tegen elkaar af te wegen.

4.4 Kwaliteitsaspecten

In hoofdstuk 2 is reeds aangehaald dat er maar weinig bekend is over de kwaliteit van de door B.H.W. geleverde wielen.

Wel is op verschillende tekeningen van de gemede wielen

door B.h.W. aangegeven welke toleranties bij B.h.W. zelf zijn gemeten in steekproeven.

Nu hoewel we niet direct aan te nemen dat deze toleranties (nog) kloppen.

Ten aanzien van de door B.h.W. geleverde wielen zijn er praktisch twee mogelijkheden:

1) de B.h.W.-wielen komen overeen met de B.h.W. toleranties van de tekeningen.

2) de B.h.W.-wielen zijn slechter dan de B.h.W. toleranties van de tekeningen.

Ten aanzien van de B.h.W. toleranties zelf zijn er ook praktisch twee mogelijkheden:

1) de B.h.W. toleranties komen overeen met de toleranties die minimaal worden vereist.

2) de B.h.W. toleranties zijn nauwkeuriger dan de toleranties die minimaal worden vereist.

In het totaal geeft dit 4 combinaties, zoals is weergegeven in fig. 4.6.

		DOOR BLW-GELEVERDE WIELEN ZIJN:	
		VOLGENS BLW TEKENING- TOLERANTIES	SLECHTER DAN BLW-TEKENING- TOLERANTIES
BLW- TEKENING TOLERANTIES ZIJN:	NET VOLDOENDE	A	B
	VEEL TE GOED	C	D

fig 4.6.

Situaties:

A: optimaal ; viel niets te duur

B: niet reëel ; dan waren er allang klachten geweest.
De realiteit is echter dat er in 20 jaar geen noemenswaardige klachten zijn geweest.

C : dan : te duur viel

D : dan : veel te duur viel

Om meer te weten te komen over de werkelijke situatie moet er eigenlijk:

1) gemeten worden aan B.h.W.- wielen.

Doel: controleren of dat de toleranties van de B.h.W.-wielen inderdaad overeen komen met de B.h.W. tekening toleranties.

2) gemeten worden aan het lastproces

Doel: hier vanuit gaande tolerantie-eisen formuleren voor de tandwielen

Een derde mogelijkheid is het uitzetten van proefseries van machines met tandwielen van verschillende kwaliteitsklasse; om aan de hand van de resultaten eisen te formuleren over de (minimale) kwaliteit van wielen.

Afgemene richtlijnen over de keuze van de kwaliteitsklasse van tandwielen worden gegeven in bijlage 8. Volgens deze richtlijnen zijn de tandwielen voor landbouwtrokken en maaimachines bij voorkeur van een klasse (Din 3962) van minimaal 10 en maximaal 7.

De heer Cuypers (afd. W. Me) stelt, dat geharde tandwielen meestal ergens in de kwaliteitsklasse 10, 9 of hooguit 8 liggen. Gesmede wielen, zoals die van B.L.W., zijn waarschijnlijk van kwaliteit 7. Hij betwijfelt of dat het zinvol is de eis van kwaliteitsklasse 7 aan te houden want in het algemeen moet geprobeerd worden voor de duurste componenten de kwaliteitsbeisen zo laag mogelijk te houden.

Overigens wordt door Van Heeswijk bij zijn tabel 3.8*) opgemerkt dat geharde wielen vrijwel nooit vliegend-gelagerd worden gebruikt. Bij een oprings positie-verandering b.v. a.g.v. doorbuiging van de as kan de werkelijk dragende tandbreedte snel verminderen. Desondanks worden vliegend-gelagerde tandwielen in de Zussopro-machines veel toegepast. Het is trouwens de vraag of de hier en daar toegepaste laaghuizen van 5 mm plaatstaal voldoende stijf zijn. (Een nauwkeurig wiel mag niet te slap gelagerd worden!) Tot slot nog een opmerking over de oppervlakteruimte van de tanden. Uit bijlage 4, tabel 5 blijkt dat deze 15 of 25 mm is. Voor twee samenwerkende wielen kunnen de oppervlakteruimtes gerust hetzelfde zijn. Dit is lang niet altijd het geval. Voorbeeld: in de C.M. 215 schema II werkt in O₁ het tandwiel M.T. 337 (R_t 25 mm) samen met rondbel M.T. 47 (R_t 15 mm). Het is nog niet bekend of dit verschil in oppervlakteruimte resulteert in een prijsverschil voor de tandwielen.

*) Bijlage 7

5. Analyse van vertandingmethoden.

Allereerst zal worden nagegaan wat voor soort tanden de gesochte vertandingmethode moet kunnen maken.
(§ 5.1)

In een keuzetabel voor vertandingmachines blijven dan nog een paar systemen over die interessant zijn voor
Zureger (§ 5.2)

In paragraaf 5.3 zal dieper op deze systemen worden
ingegaan.

5.1. Gewenste tand.

Er wordt vanuit gegaan dat de tanden die de gesochte vertandingmethode moet kunnen maken qua geometrie overeen komen met de geometrie van de B.h.w.-wielen
(bijlage 4, tabel 5)

Deze aanname is gebaseerd op het feit dat de wielen met deze geometrie in de afgelopen 20 jaar geen noemenswaardige verbeteringen hebben gegeven.

Bovendien hebben de drie in het vorige hoofdstuk berekende tandwielen met de indruk gewekt "overbemeten" te zijn.

Ook van de andere tandwielen kan worden nagegaan, of ze lichter uitgewerd kunnen worden

Het is de vraag of het toepassen van kleinere wielen tot kosten besparingen leidt. Want met standaardisatie van onderdelen valt veel geld te verdienen. Er wordt hier verder niet op ingegaan.

Tenslotte bestaat er met name bij "service" en op de tekenkamer een uitgesproken voorkeur voor handhaving van de huidige wielgeometrie i.v.m. de uitwisselbaarheid van de tandwielen.

Over de tandvorm, het tandprofiel en een eventuele draagbeeldcorrectie wordt het volgende opgemerkt:

- tandvorm: recht

Andere tandvormen, zoals schuin of gebogen, zouden problemen geven met:

i) grotere lagerkrachten als gevolg van een grotere axiale belasting.

ii) inbouwtoleranties: tandwielen met schuine en gebogen vertandingen moeten veel nauwkeuriger worden afgesteld dan keurige tandwielen met rechte vertandingen.

Bij de huidige montage wordt aan wiel en as gemeten (met een nauwkeurigheid van ± 0.01 mm) en tenslotte wordt de speling tussen twee tandwielen op het gewoel gecontroleerd.

- tandprofiel: evolvent

Dit geeft in principe tandflanken die (zonder zijden) over elkaar afrollen.

- draagbeeldcorrectie:

Is geen vereiste, kan wel zeer nuttig zijn

"Draagbeeldcorrectie" is het op twee manieren actief wegnemen van tandmateriaal. Zonder draagbeeldcorrectie ontstaat theoretisch een lijncontact. (fig 5.1 a).

Opmerking: δ deel waar de tanden elkaar

- momentaan raken heet in "bandcontact." (fig 5.1 b.)

- gedurende een ingrijping raken heet δ "draagbeeld." (fig. 5.1 c.)

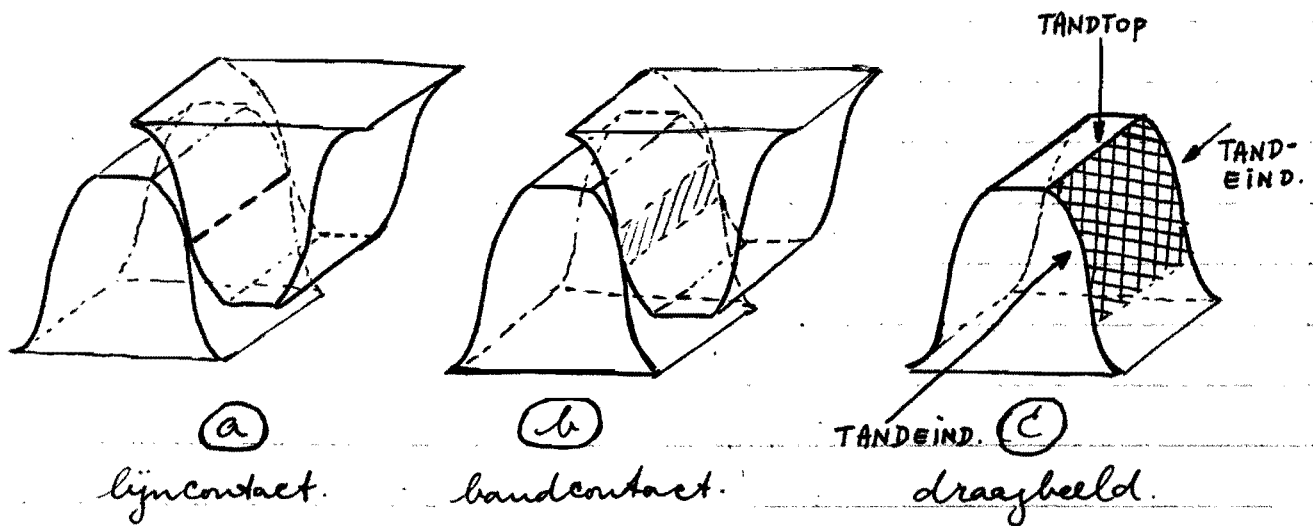


fig. 5.1.

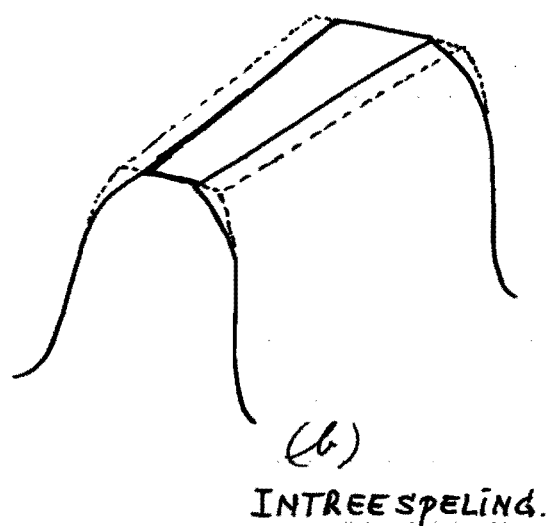
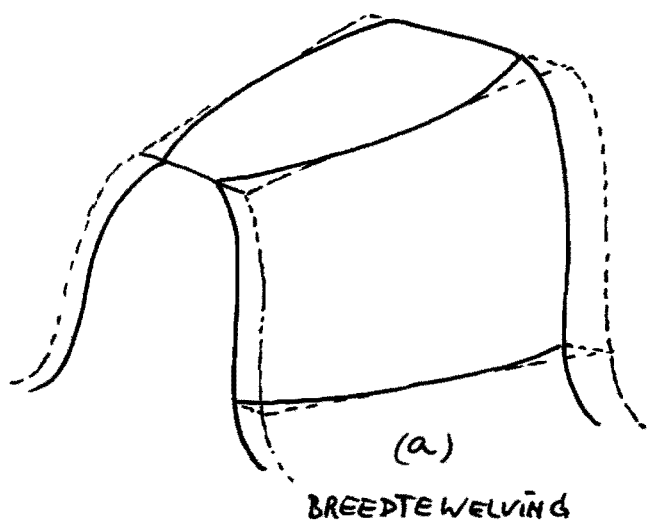
Onder belasting worden de tandflanken op elkaar afgeplat: er ontstaat een bandcontact. (fig 5.1.b.) Het totale draagbeeld is dan overeenkomstig fig 5.1.c.

In figuur 5.1.c is duidelijk te zien dat het draagbeeld bij de tand-einden 'en aan de tandtop' van de tandflank afloopt. Dit veroorzaakt extra lawaai en slijtage. Het is een ongunstige tandbelasting. Hierin kan draagbeeldcorrectie verbetering brengen.

Ten eerste is het mogelijk de tand-einden taps te maken (fig 5.2.a) (zgn. breedtevlwing).

Een tweede correctie betreft de "intreespelning". Met name bij snellopende tandwielen (zoals in de meeste machines van Zuzege) zou dit een vloeiender verloop geven van de ingrijping. De intreespelning wordt dan beter opgevangen. (figs 5.2b)

Tesamen leveren deze twee correcties een draagbeeld zoals is opgevoerd in figuur 5.3. Met een dergelijk draagbeeld wordt het contact van twee tanden geleidelijk op- en afgebouwd, hetgeen bijzonder gewenst is met het oog op geluid en slijtage.



DRAAGBEELDCORRECTIE

fig. 5.2.

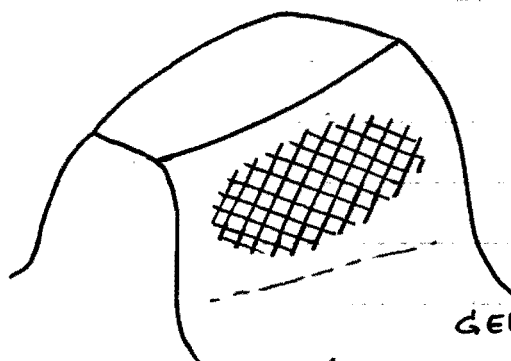


fig 5.3.

Het spreekt voor zich dat zo'n bolle tand zich nog gemakkelijker laat inbouwen dan een vlakke.

Op de tanden van B.h.W.-wielen is geen draagbeeldcorrectie aangebracht. Controle van tandflanken en machines die zijn ingelopen toont inderdaad aan dat het draagbeeld zich vrijwel over de hele tandflank uitstrekt. Het ontbreken van zo'n draagbeeldcorrectie is zeer waarschijnlijk de oorzaak van het vele lawaai dat de tandwielen over het algemeen produceren.

De milieu-eisen omtrent dit lawaai worden steeds strenger. Het toelaatbare aantal d.B's, dat machines * mogen produceren, neemt verder af. Hierop vooruitlopend is het zinvol een vertandingsysteem te zoeken dat een draagbeeldcorrectie kan aanbrengen.

5.2. Keuzetabel vertandingsmachines

Op de volgende bladzijde is een tabel afgedrukt die is overgenomen uit de brochure "Kegelwielen" van de F.M.E. (N.M. 19. Stam Technische Boeken 1973) (zie tabel 5.1)

Bij deze "keuzetabel vertandingsmachine voor de vervaardiging van kegelwielen" kan worden opgemerkt dat alleen de onderstreepte methoden in aanmerking komen voor een nader onderzoek, want:

- 1.) er wordt alleen gezocht naar een methode voor het aanbrengen van rechte tanden op kegelwielen.
- 2.) beitelsystemen zijn niet interessant. Zij bieden voordelen bij grote wielen en kleinere series. De vertandingsnelheid is niet hoog.

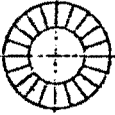



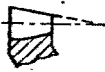
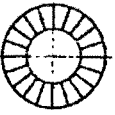

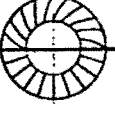
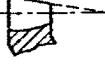
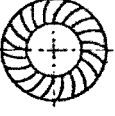


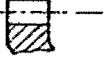
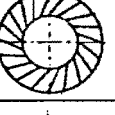

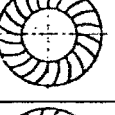
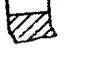
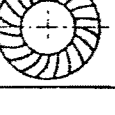
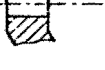
(P.2. wielen worden gerekend tot de kleinere wielen.)

- 3.) er blijven dus 4 systemen over voor een nader onderzoek: (tabel 5.2.)

* en dus ook landbouwmachines.

Tabel 1 Keuzetabel verandingsmachine voor de vervaardiging van kegelwielen

TABEL 5.1.

flanklijnen in kroonwiel	tandhoogte	profiel of ingrijplijn	verandingsmachine fabrikaat	breedte-welving	gereedschap; naam veranding	toepassing
 <p>rechte lijnen naar de top</p>		profiel volgens sjabloon, b.v. van bol-evolvente	Gleason Heidenreich & Harbeck Oerlikon	—	twee puntbeitels	historisch; nu alleen voor zeer grote afmetingen
		profiel volgens broots	Gleason	breedte-welving	broots; "Revacyle"	voor zeer grote automatische productie
		ingrijplijn octoïde 1ste of 2de soort	Reinecker Gleason Heidenreich & Harbeck Modul	— bij speciale voorzieningen	systeem Bilgram, één beitel, werkstuk in een wieg twee beitels	historisch algemeen
	 <p>kleine tandbreedte</p>	ingrijplijn octoïde 1ste soort	Gleason Klingelberg Heidenreich & Harbeck Modul	breedte-welving	twee schijffrezen; "Coniflex" "Sferoid" — "Konvoid"	voor grote productie
 <p>rechte lijnen onder een hoek</p>		ingrijplijn octoïde 1ste of 2de soort	Gleason Heidenreich & Harbeck	bij speciale voorzieningen	twee beitels	
 <p>rechte lijnen naar de top of archimedische spiraal</p>		profiel volgens beitel	Mikron		slagmes	alleen voor kleine afmetingen
 <p>cirkel</p>		ingrijplijn octoïde 2de soort	Gleason Modul		beitelkop; "Generated" "Zero!" ($\beta_m = 0$) —	algemeen
		profiel volgens beitel "Formate"	Gleason Modul		beitelkop; "Cyclex" ruimer; "Single-Cycle" "Form-Wälz"	voor zeer grote aantallen van één ontwerp
		ingrijplijn octoïde 1ste soort	Modul	breedte-welving	dubbele beitelkop; "Kurvex"	
 <p>epi-sinoïde</p>		ingrijplijn octoïde	Gleason		één beitel	voor grote afmetingen
 <p>epi-cycloïde</p>		ingrijplijn octoïde	Oerlikon Fiat Klingelberg		beitelkop; "Eloid" beitelkop systeem Mammand dubbele beitelkop; "Zyklo-Palloïd"	algemeen
 <p>evolvente</p>		ingrijplijn octoïde	Klingelberg	breedte-welving	kegelafwikkelfrees; "Palloïd"	algemeen

serceedschap	principe	naam van de verandering.	fabrikant
broots	geprofileerde beitels	Revacycle (5.3.1)	Gleason.
twee schijf-frezen	afwikkel-systeem	Caniflex (5.3.2)	Gleason
"	"	Sprooid (5.3.3)	Klingelberg
"	"	Konvoid (5.3.4)	Modul.

TABEL 5.2.

In de volgende paragraaf worden deze vier systemen beschreven.

tot slot van deze paragraaf worden nog twee opmerkingen geplaatst.

1. In dit onderzoek wordt verder niet nagegaan of het interessant zou zijn om bij Zwagers tandwielen te gaan smeden. Het is mogelijk dat de B.h.W.-patenten inmiddels zijn verlopen, maar het is waarschijnlijk een kapitaal-intensieve en specialistische productiewijze, met name aantrekkelijk voor grote series. Concreet is er bij Zwagers niet veel over bekend.
2. Als materiaal voor de tandwielen wordt 16MnCr5 aangehouden. Dit is goed smedbaar, redelijk goed verspaanbaar en goed te harden. Voor wielen waar tanden in gefreesd worden zijn de verspaanbaarheid en de hardingsmogelijkheden van groot belang. Er is in dit onderzoek verder niet gezocht naar een eventueel beter uitgangsmateriaal ter vervanging van het nu gebruikelijke 16MnCr5.

5.3. Vertandingmachines

5.3.1. Het "Recycle"-systeem van Gleason (U.S.)

"Recycle" is de naam van een vertandingmethode van de fabrikant Gleason (U.S.).

Het is een benaderingssysteem met voor gevormde beitels. Het is dus geen zogenaamd "afwikkelingssysteem".

Aan de hand van de Recycle-machines n^o 426 (fig. 5.4) wordt hier het systeem besproken. Met behulp van een grote schijffrees (eigenlijk een soort broots, diameter ≈ 530 mm) wordt per omwenteling een tandholte gemaakt.

De beitels¹⁾ staan radiaal opgesteld, naar buiten stekend. (fig. 5.5 + 5.6). Ze hebben twee concave snijkanten, die twee convexe profielen produceren op de flanken van twee naast elkaar liggende tanden. (fig. 5.7.)

Een beitel heeft deze concave vorm over de gehele lengte, zodat 't slijpen van het gereedschap neerkomt op het slijpen van de voorkant van de beitels.²⁾

De schijffrees staat verticaal opgesteld (fig. 5.8) en draait continue rond.

Het tandwiel roteert met, maar verschuift wel, parallel aan de roetlijn (fig. 5.5).

Deze beweging maakt het mogelijk een konische tandholte te fabriceren.

We onderscheiden drie verschillende groepen beitels: grof, middel fijn en fijn.

Samen met de zogenaamde indese-holte en de afbreuk-

1) snelstaal.

2) De machine moet dan wel opnieuw worden afgesteld, want de vrijloophoek in de beitels verkleint bij het slijpen de brootsdiameter.

beitel vullen ze de gehele omtrek van de schijffrees.
Meestal zijn er ongeveer 50 grove beitel. Hiervan verloopt de
vorm van breed en ondiep naar smal en diep. Zodoende
maakt de eerste beitel alleen de tandtoppen, en benadert de
laatste de voetkegel. (fig 5.7) Onderwijl verplaatst het
tandwiel zich van A naar B (fig 5.5). Omdat alleen de re-
latieve beweging van tandwiel en freeschijf een rol speelt,
komt de beweging overeen met een verschuiving van de
freeschijf van $A' \rightarrow B'$ in figuur 5.12.

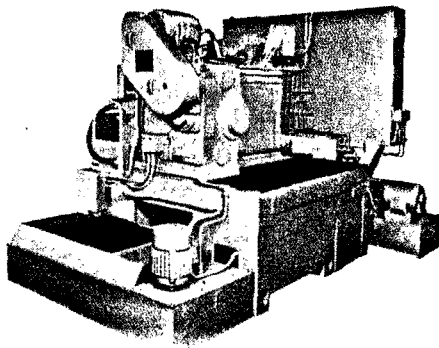
Duidelijk is het ontstaan te zien van de mijlijnen, zoals
(overheen) is weer gegeven in figuur 5.13.

Van P naar E slijdt de steeklijn de mijlijnen van steeds bre-
dere beitel (fig 5.13). De tandholte is dus konisch.

Op de inmiddels gevormde tand zit een toeslag die ver-
wijderd moet worden. Hiervoor zijn een tiental middel
fijne beitel gemonteerd. Tijdens het ingrijpen van deze beitel
verplaatst het tandwiel zich van B naar C. (Dit komt over-
een met een verplaatsing van de freeschijf van $B' \rightarrow C'$ in
figuur 5.12.

Hierna komt de afbraambeitel in actie. Dit is een kleine
roterende beitel (zgn. "debuuringtoel". (fig 5.9).

Een twintigtal fijne beitel zorgen voor de nabewerking. In
tegenstelling tot de grove en middel fijne beitel steken de
fijne beitel allemaal diep. Zij hebben concave slijkanten die
het tandprofiel van onder tot boven afwerken. Tegelijk met
de beweging van het tandwiel van C \rightarrow D (of: freeschijf
van $C' \rightarrow D'$) fig 5.12, neemt de beitelbreedte nu steeds af.
(fig 5.14 en 5.15).



REVACYCLE 726.

fig. 5.4

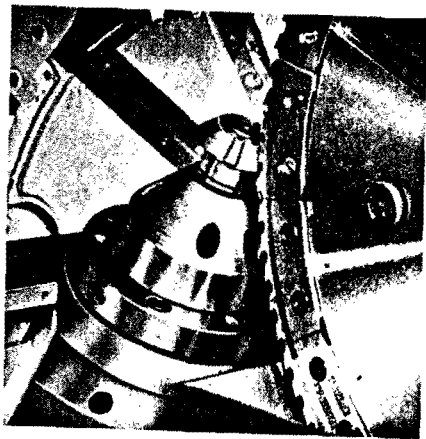


fig. 5.6

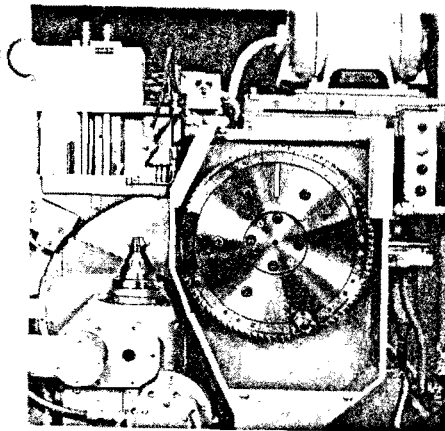


fig. 5.8.

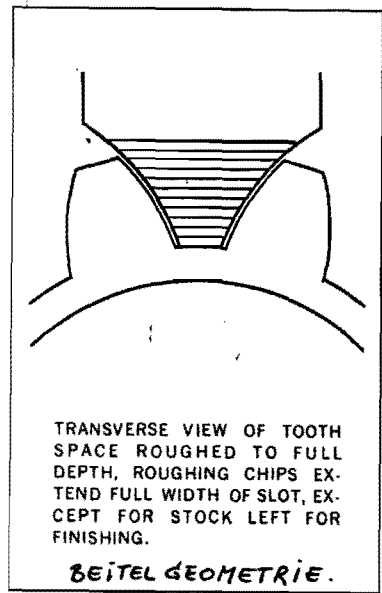
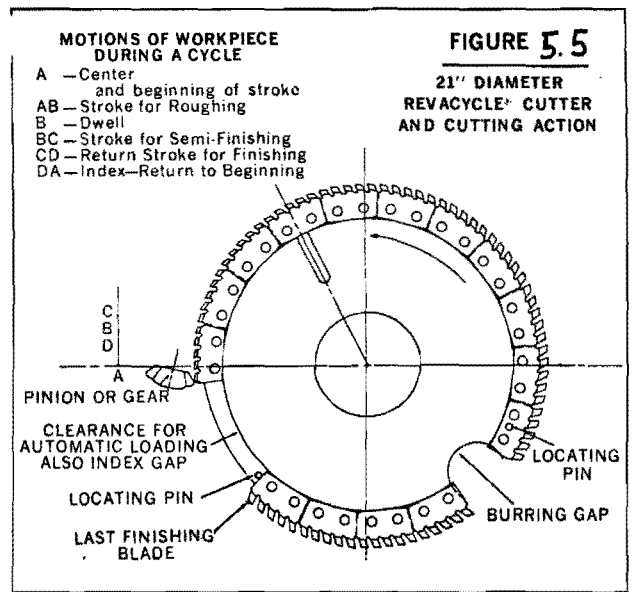
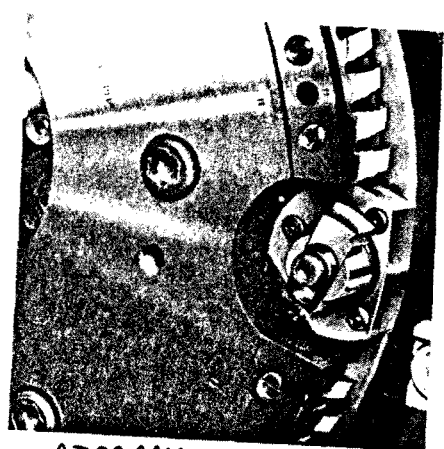
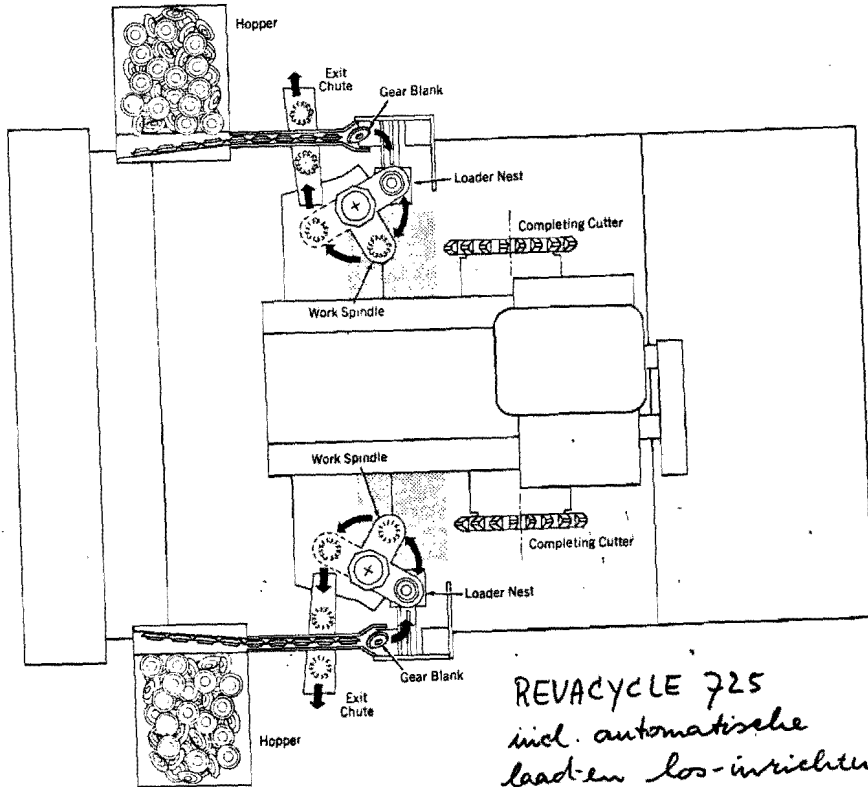


fig. 5.7



AFBRAAM-BEITEL.

fig. 5.9



REVACYLE 725
incl. automatische
laad- en los-inrichting.

fig. 5.10

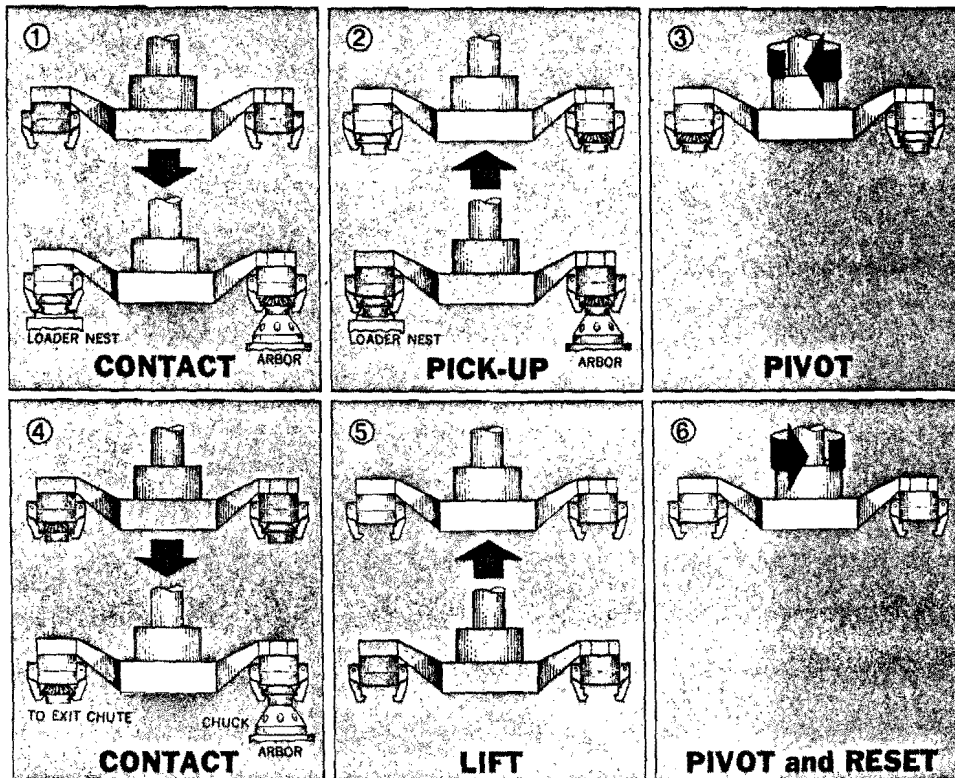
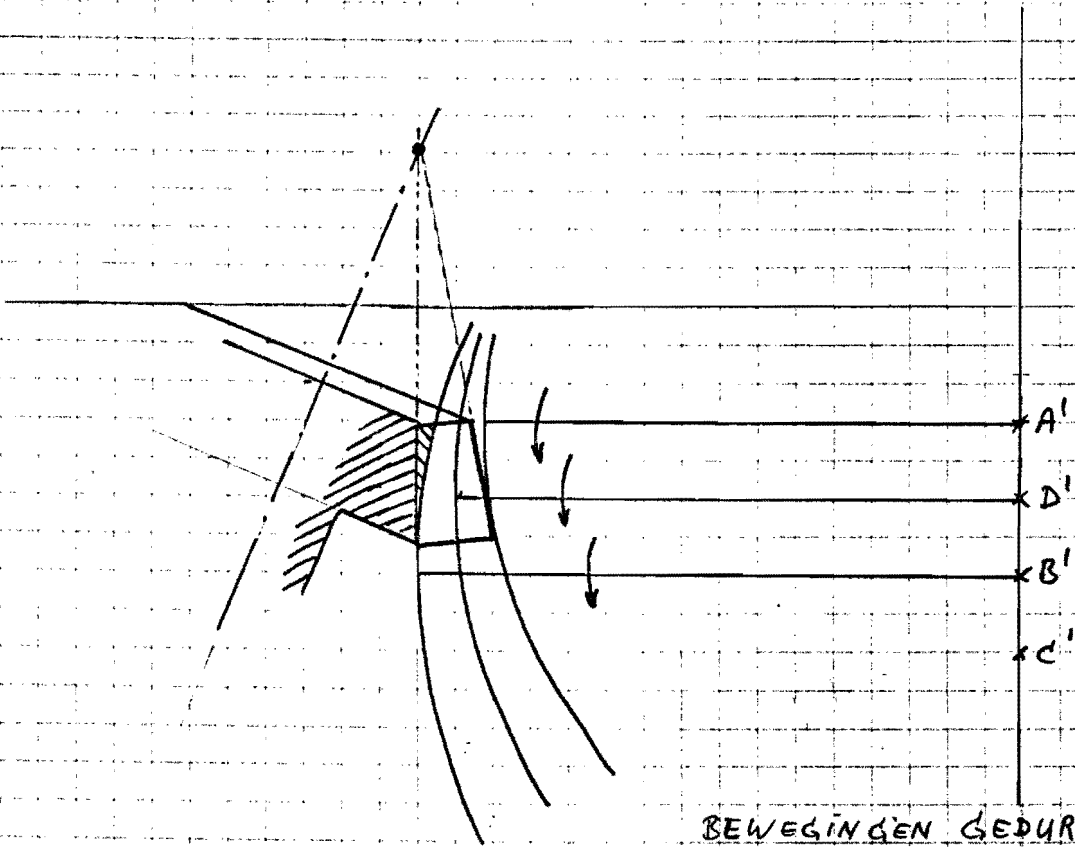


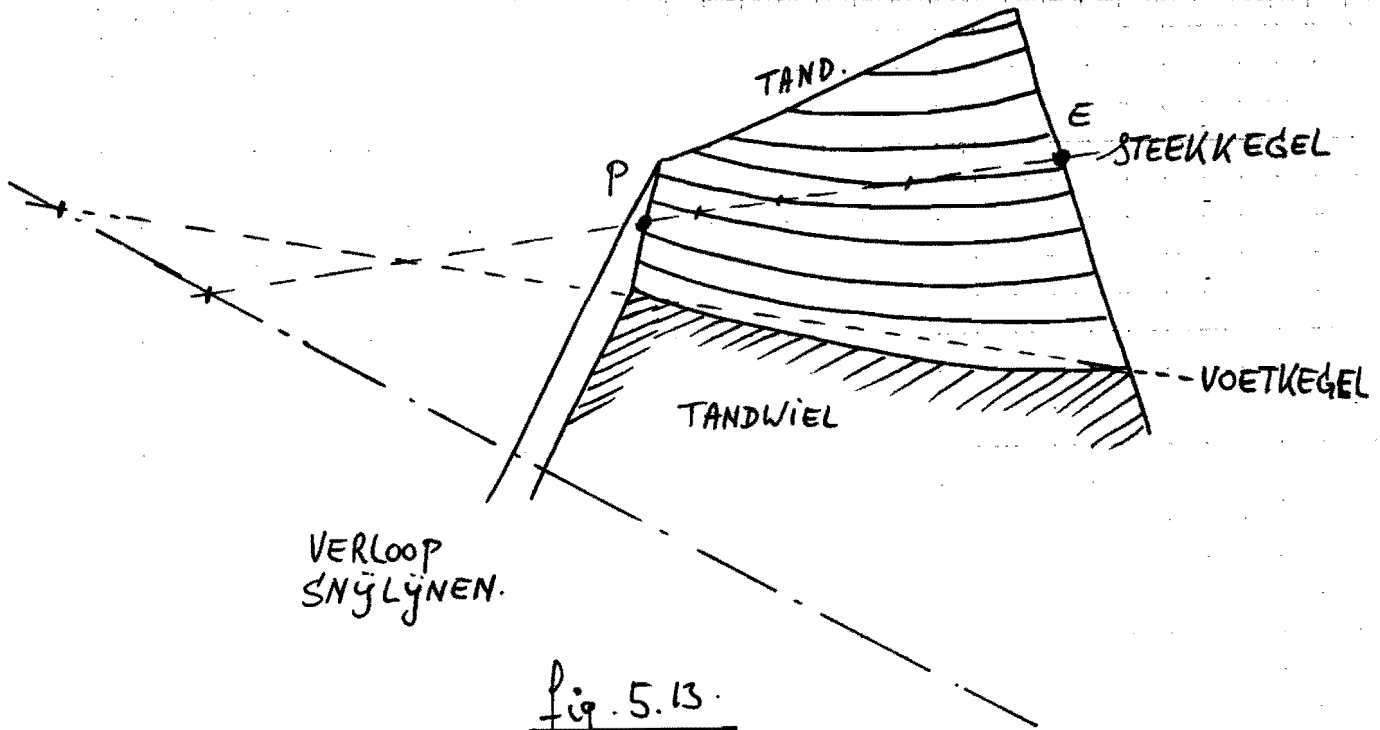
fig. 5.11

Het automatisch
laden en lossen.



BEWEGINGEN GEDURENDE
EEN CYCLUS.

fig. 5.12.



VERLOOP
SNÛLYNEN.

fig. 5.13.

DOORSNEDE I II III

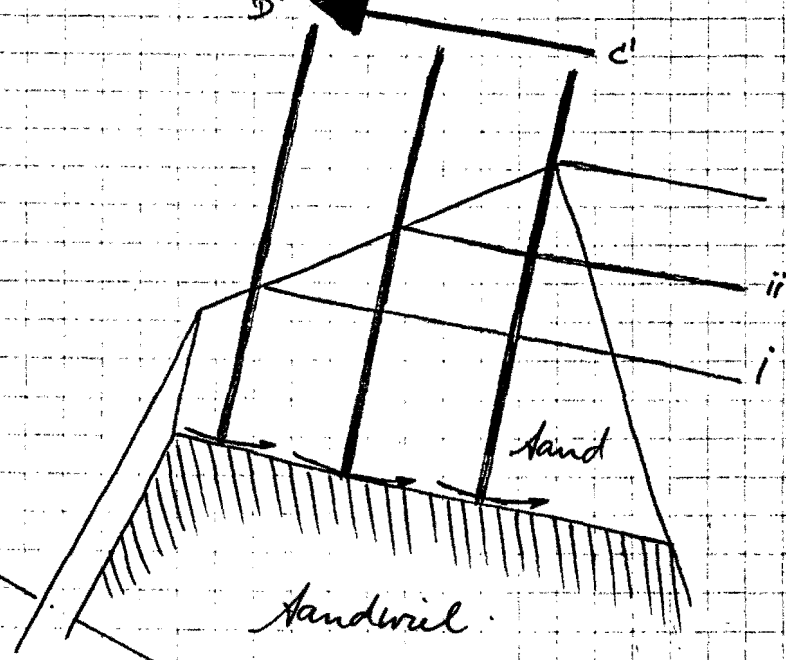


fig 5.14

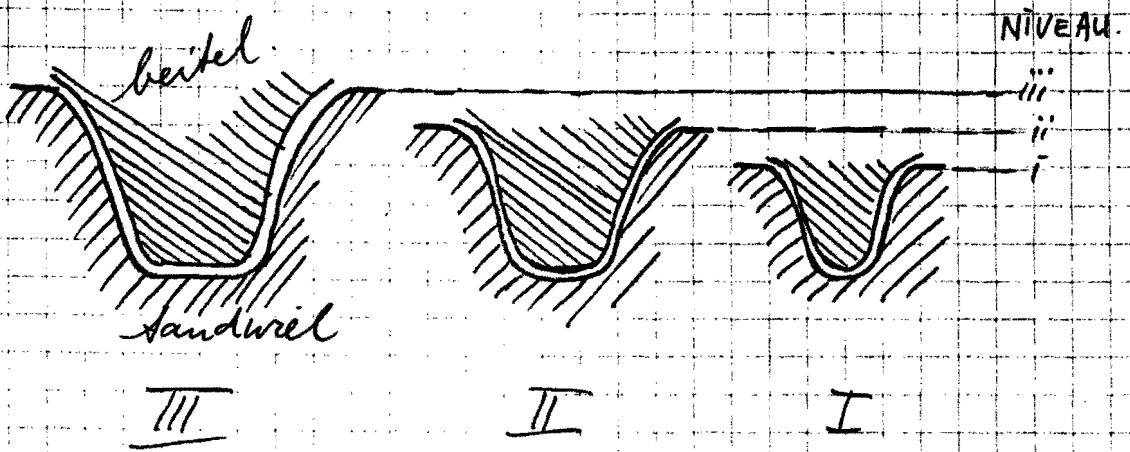


fig 5.15

De combinatie van ;

- a) de verschillende beetelprofielen, en
 - b) de beweging van het tandwiel
- produceren een benadering van de tand volgens figuur 5.3.

Draagbaardcorrectie is dus goed mogelijk.

In de freeschijf zit een index-halte. Hierin is voldoende ruimte om het tandwiel een tand verder te draaien¹⁾. Hierna begint de cyclus weer van voor af aan, en met een omwenteling van de frees wordt weer een tandhalte aangebracht. Met een snelheid van ongeveer 1 m/sec. komt de tijd, nodig voor het aanbrengen van een tandhalte, neer op ongeveer 3 sec. (incl. indexeren en laden/lossen).

De maximale steekdiameter is ongeveer 150 mm (gemeten op het buitenkegelvlak; zie fig 3.1.) en de maximale tanddiepte ongeveer 20 mm.

Als gereedschap is per type verbanding een speciale broots nodig. Het verdient aanbeveling van 20'n broots tenminste twee exemplaren in huis te hebben: terwijl de een op de machine staat opgesteld, kan de ander worden geslepen, en fungeert daarnaast als reserve broots. (Alleen fleason levert deze brootsen!) Voor het slijpen van de brootsen is zowel een speciale slijpbank als een speciale controle gereedschapsbank nodig. Normaal gesproken is een slijperij hier niet mee uitgerust. Er bestaat een mogelijkheid dat dit slijp- en controlerwerk bij Volvo in St. Truiden kan worden uitbesteed.

Er wordt aangenomen, dat wielen met Revacycle-tanden niet uitwisselbaar zijn met niet Revacycle-wielen. (zoals b.v. de B.L.W.-wielen). Zekerheid hieromtrent bestaat nog niet.

1) terwijl de freeschijf doordraait.

Voor controle van de gefabriceerde vertandingen is een draagbeeldtester nodig.

Het Revacycle-systeem wordt veelvuldig toegepast in de automobiellindustrie, (b.v. Volvo) bij de productie van differentieelwielen.

Deze differentieelwielen zijn geconstrueerd op nagenoeg stelstand. Hier heeft men goed ervaringen met Revacycle-vertandingen. Onbekend is echter of een Revacycle-tand geschikt is voor het doorleiden van vermogen met roterende wielen. Evenso moet onderzocht worden of Revacycle-vertanding geschikt is voor het opvangen van stootbelastingen.

De praktijk is een goede leermeester. Het lijkt zinvol een proefserie op te starten van machines met Revacycle-tandwielen.

Er bestaat ook een dubbelwerkende Revacycle-machine, nl. de Pearson no 725 (fig. 5.10) met twee schijffresen.

Bovendien bestaat de mogelijkheid om de Revacycle-machine uit te roeren met een automatische loader en lossen van werkstukken. (fig. 5.10 en 5.11).

Zo'n automatische loader en lossen maakt het systeem echter minder flexibel. In de kostenkalkulatie van het volgende hoofdstuk wordt uitgegaan van het handmatig laden en lossen, waarbij één man één machine bedient.

Revacycle-machines werken per tandwiel volkomen automatisch de cyclus af. Aan de geschiktheid van een bedieningsman worden nauwelijks eisen gesteld. Dit geldt niet voor de machinesteller. Er moet echter nog worden nagegaan hoe groot het vakmanschap is dat nodig is voor het afstellen van zijn Revacycle-machine.

5.3.2. Het "Coniflex" systeem van Gleason (V.S.)

"Coniflex" is de naam die vertandingsmachinefabrikant Gleason (V.S.) heeft gegeven aan een afwikkelsysteem waar bij twee in elkaar grijpende frezen de manische tandholtes aanbrengen. (fig. 5.16 en 5.17)

Op een frees ($\approx \phi 230$ mm) zit zoveel ruimte tussen twee tanden, dat een tand van de andere frees er tussen kan.

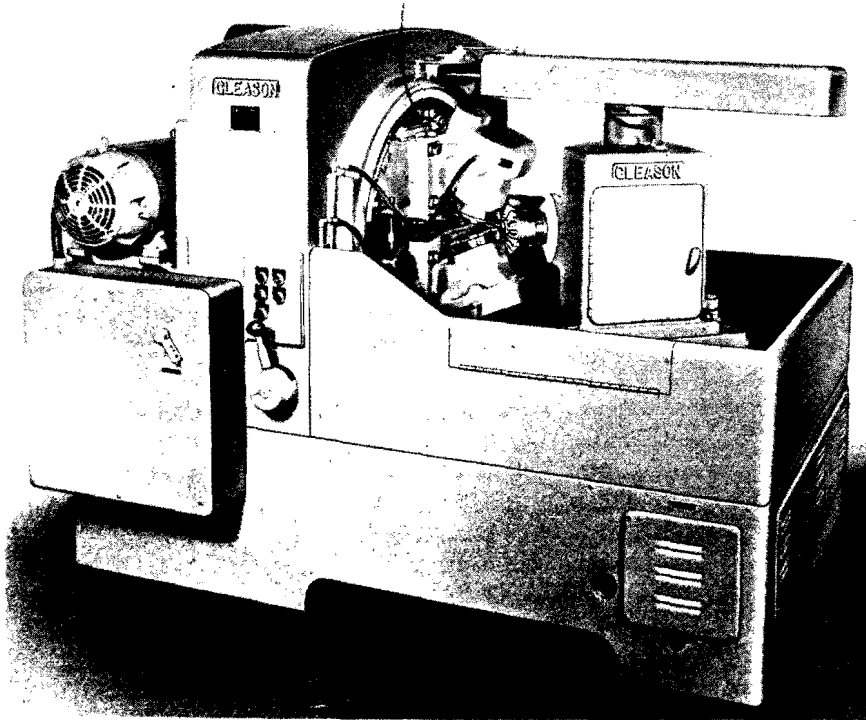
De functie van deze twee in elkaar grijpende frezen is analoog aan de functie van een steekhengel bij de fabricage van rechte tanden op een cilindrische wiel. (fig. 5.18).

De twee frezen simuleren een tand van het tegenwiel (fig. 5.19)

Het frame, waarop de twee frezen staan opgesteld draait (intermitterend) om een as die samen valt met de as van het denkbeeldige tegenwiel. Het is alsof het tandwiel in wording samenwerkt met een genererend wiel, waarvan een tand is vervangen door twee in elkaar grijpende frezen.

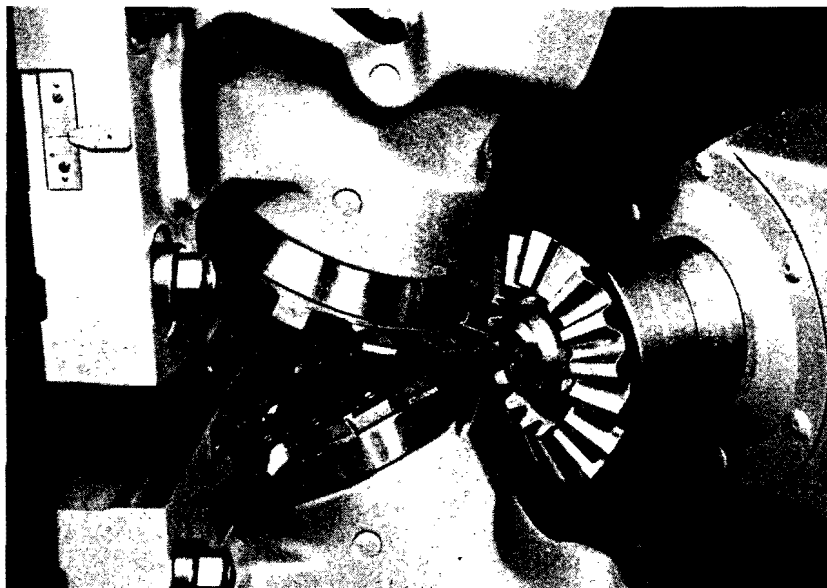
Het werkstuk roteert, intermitterend, om zijn as. Bovendien kan het werkstuk samen met de gehele werkstukhouder transleren in een richting die parallel loopt aan de hartlijn van het denkbeeldige tegenwiel.

Aan het begin van een cyclus wordt het werkstuk op een bepaalde diepte gebracht. Een eerste snede wordt aangebracht d.m.v. afwikkelen. Als de frezen weer helemaal buiten het werkstuk zijn, transleert het werkstuk naar het diepste punt. Op de teruggaande afwikkellopping komen de frezen op volle tandholte diepte en worden de tanden afgewerkt. Hierna vindt indozering plaats en de cyclus begint weer van voor af aan. Een en ander staat schematisch



CONIFLEX-104.

fig. 5.16.



GEREEDSCHAP EN WERKSTUK.

fig 5.17.

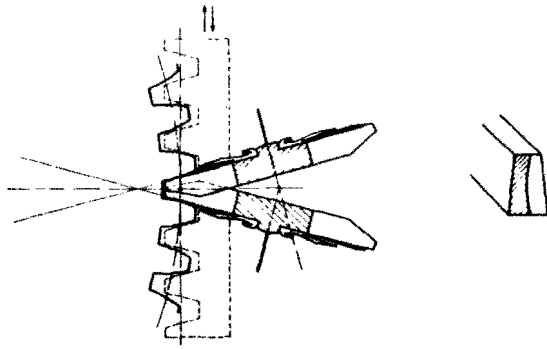
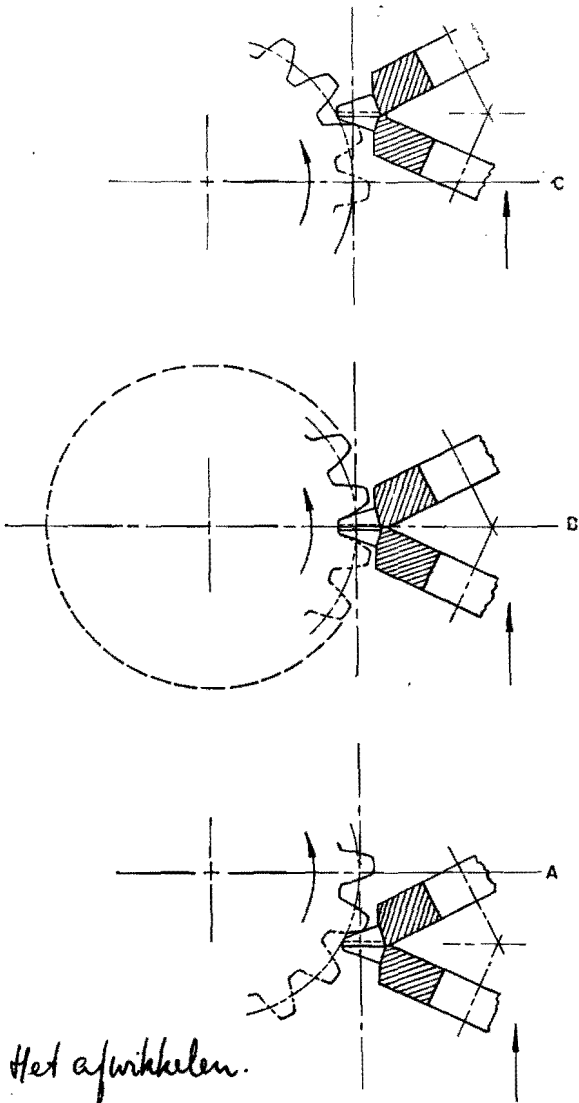


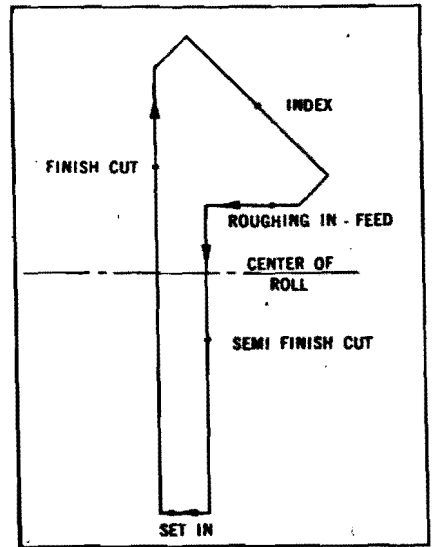
fig. 5.18.

De frezen komen overeen met
een steekhengel.



Het afwikkelen.

fig. 5.19.



De beweging van het
werkstuk.

fig. 5.20.

tisch in figuur 5.20.

De cyclustijden zijn geheel afhankelijk van de soort vertanding die wordt aangebracht en liggen globaal tussen de 5 en 70 seconden, incl. laden en lossen. Voor een vertanding als dat er zit op de M.T. 47 is de geschatte tijd per tand ongeveer 20 seconden.

Voor de conifles 104 ligt de maximale steekcirkeldiameter tussen 152 en 216 mm, afhankelijk van de overbrengingsverhouding.

Het Conifles-systeem van Pearson komt overeen met het Sferoid-systeem van Klingelberg (B.R.D.) en het Koroid-systeem van Modul (D.D.E.).

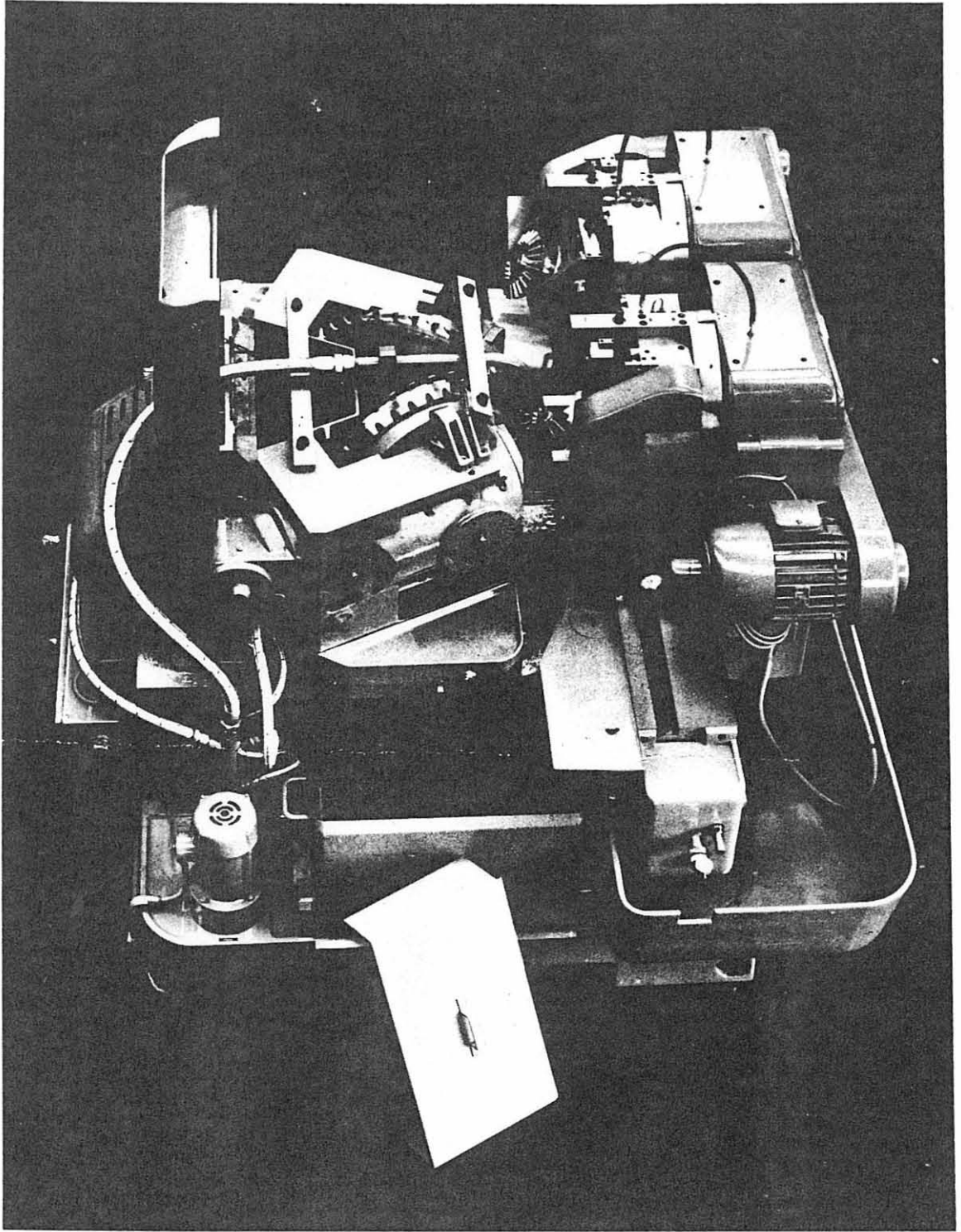
Een aantal opmerkingen betreffende o.a. het aanbrenge van een draaibedcorrectie, het slijpen van het gereedschap en de bediening van de machine, gelden voor alle drie deze systemen en zijn daarom opgenomen in één subparagraaf, te weten § 5.3.5.

5.3.3. Het "Sferoid"-systeem van Klingelberg (B.R.D.)

"Sferoid" is de naam van een vertandingsmachine fabriek van Klingelberg (B.R.D.) heeft gegeven aan een afwiltelsysteem dat overeenkomt vertoont met het Conifles-systeem van Pearson (zie voorgaande subparagraaf).

Ook hier is sprake van twee in elkaar grijpende frezen (in dit geval $\approx \phi 60 \text{ mm}$) die volgen een afwiltelsysteem een tand-halte verspanen. (zie foto van de B.F. 201A in fig. 5.21).

Zo'n frez is opgebouwd uit een schijf, waarin 36 beitels radiaal staan opgesteld, naar buiten uitstekend. (zie fig 5.26).



KLINGELNBERG-BF-201-A.

fig 5.21.

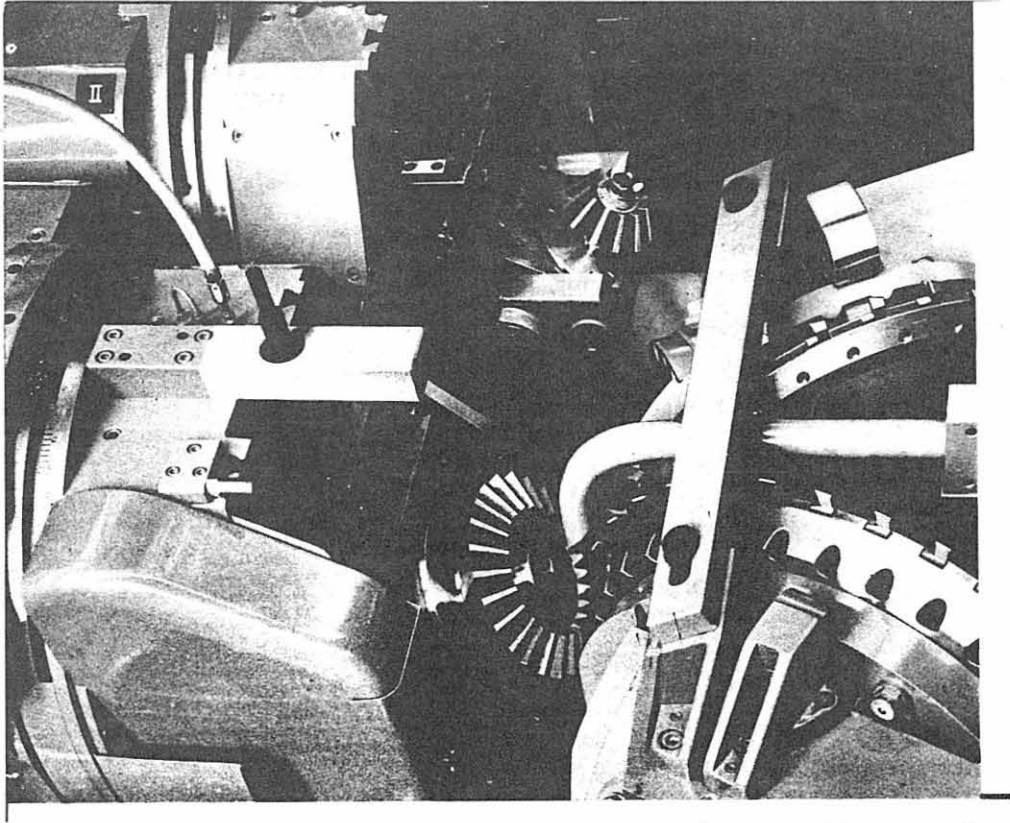


fig 5.22. De twee roltrommels.

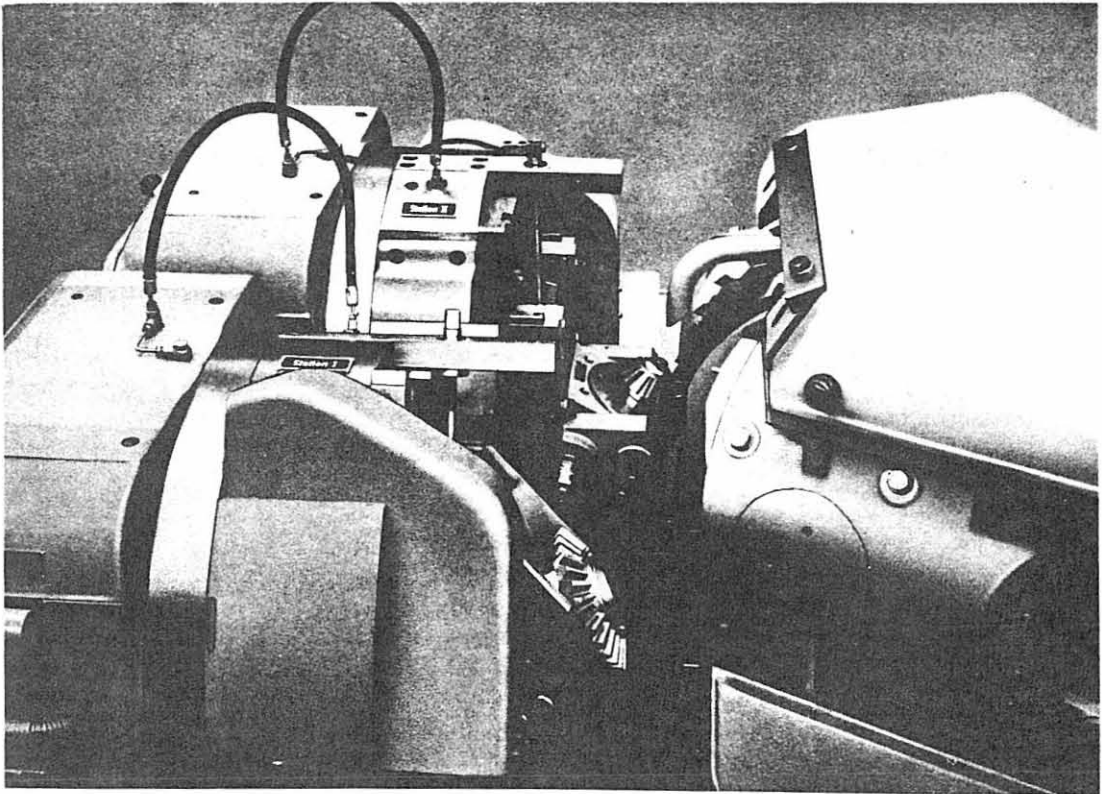


fig 5.23. De twee werkstuk stations.

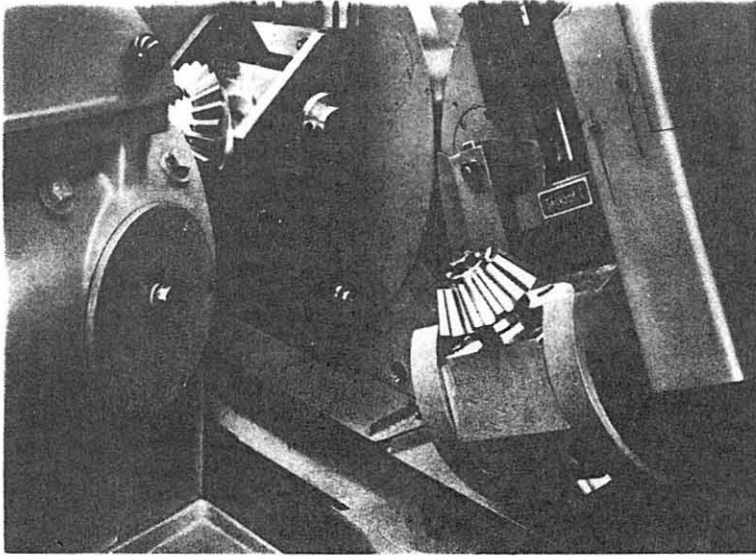


fig 5.24.

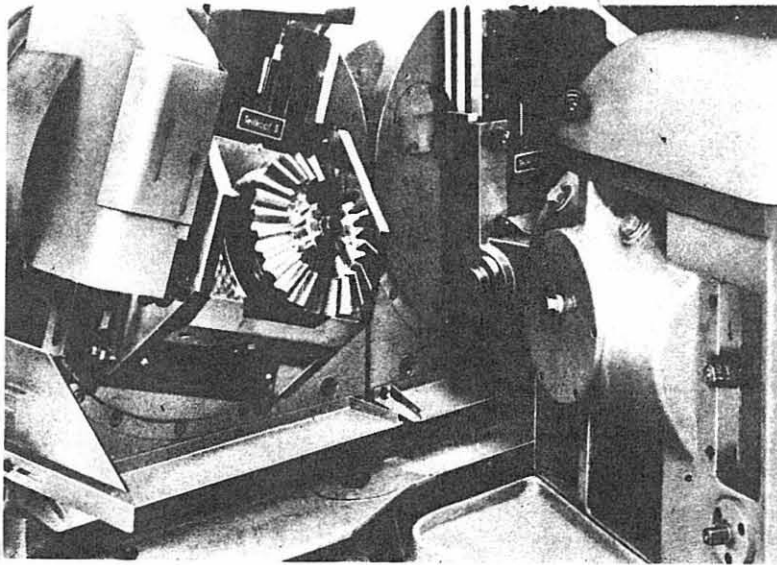
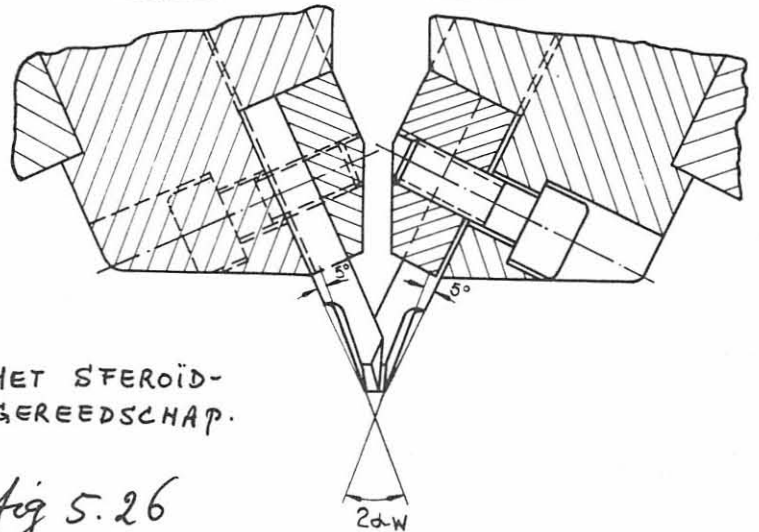
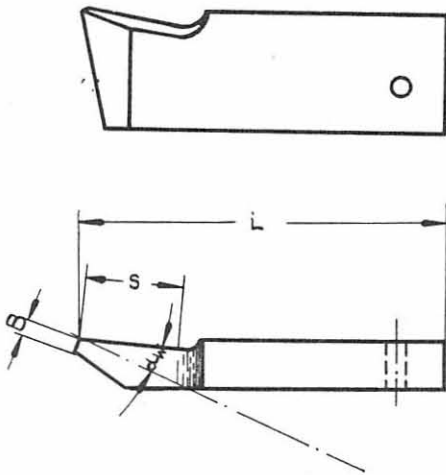


fig 5.25

De positie van de werkstukken
bij 't lossen en laden.



HET SFEROÏD-
GEREEDSCHAP.

fig 5.26

Het grote verschil echter met Coniflex is dat de fesen tijdens het afwikkelen stilstaan, afgezien van hun rotatie om te verspanen.

Het werkstuk wordt zodanig bewogen dat er sprake is van afwikkelen. Met welke bewegingen dit afwikkelen wordt gerealiseerd is niet helemaal duidelijk. Zeker is dat het werkstuk zelf rond zijn eigen hartlijn roteert. Samen met een rotatie om de hartlijn van het tegenwiel zou het afwikkelen gerealiseerd zijn. Hierover bestaat enige twijfel. Vermoedelijk roteert het werkstuk samen met de werkstukhouder, rond de horizontale as van de zgn. "roltrommel". De as van deze roltrommel benadert de as van het tegenwiel. Van 20'12 roltrommel is een indese-ring zichtbaar links op de foto in figuur 5.22.

De B.F. 203 en 201 A zijn uitgerust met twee onafhankelijke werkstukstation, welke duidelijk zichtbaar zijn in fig 5.23. Tijdens het lossen en laden van het ene station wordt er in het andere station gepreest (fig. 5.24 en 5.25).

Een cyclus start met het op positie schuiven van het nieuw gevulde station. De draaiende fesen worden vervolgens in het stilstaande werkstuk gedreven tot op de volle tandholte-diepte.

Daarna vindt de afwikkelsbeweging plaats van het werkstuk rond het fictieve tegenwiel, waarvan een tand is verwagen door de twee in elkaar grijpende fesen. Eerst wordt de ene tandflank gepreest, en na omkering van de afwikkelsbeweging de andere tandflank.

Tenslotte worden in ijlgang de fesen teruggebracht naar hun uitgangpositie en het werkstuk een tand doorgebruid.

Als een wiel klaar is worden de stations doorgevoerd en een nieuw werkstuk kan worden vertand.

Met een snij snelheid van ongeveer 1 m/sec. komt de benodigde tijd per tand naar op maximaal 50 seconden.

De geschatte tijd voor een tand op de M.T. 47 is ongeveer 20 seconden.

Tenslotte nog enkele gegevens: (B.F. 203 en 201 A)

maximale diameter van een werkstuk → 240 mm

maximale tandbreedte → 60 mm

maximale freesdiepte → 21 mm

modul → 1,5 tot 10

aantal tanden → 6 tot 80

5.3.4. Het Konvoid-systeem van Modul (D.D.P.).

Konvoid is de naam die de vertandingsmachinefabrikant Modul (D.D.P.) heeft gegeven aan een systeem dat volkomen overeenkomt met het Coniflexe-systeem van Gleason.

Figuur 5.27 is een afbeelding van de machine Z.F. 9.K 500/2

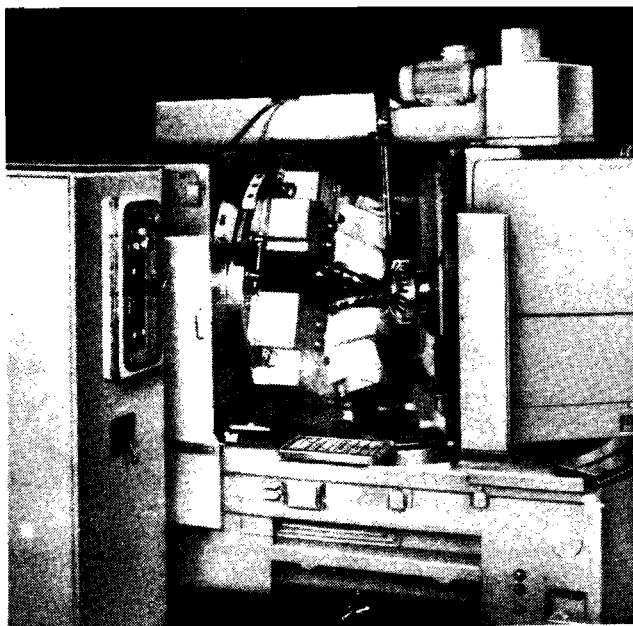


fig. 5.27.

KONVOID ZFTK 500/2.

De beschrijving van dit systeem komt overeen met subpara-
graaf 5.3.2. betreffende het Coniflexe-systeem van Gleason.
De kleinere uitvoering van de Z.F.T.K. 500/2 is de Z.F.T.K. 250/1.
Deze Z.F.T.K. 250/1 kan werkstukken aan tot een grootste
diameter van 220 tot 310 mm afhankelijk van de overbrengings-
verhouding.

Grootste tandbreedte	: 45 mm
maximale modul	: 10 mm
aantal tanden	: 6 - 100
drukhoek	: 15 - 30°
ashoek	: 0 - 90°
diameter frezen	: 355 mm
aantal freestanden	: 22

Voor de Z.F.T.K. 500/2 geldt:

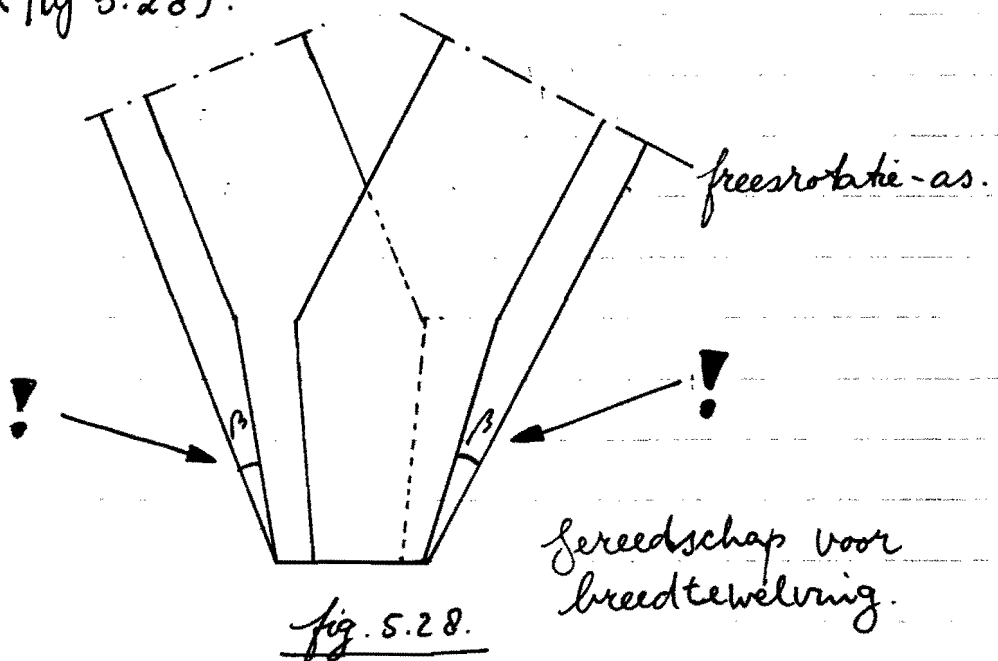
maximale diameter werkstuk : 440 tot 620 afhankelijk van
overbrengingsverhouding

b_{max}	: 90 mm
m_{max}	: 10 mm
Z	: 6 - 100
drukhoek	: 15 - 30°
ashoek	: 0 - 90°
diameter frezen	: 450 mm
aantal freestanden	: 28

5.3.5. Opmerkingen bij Coniflase, Sferoid en Konvold.

Met deze drie systemen is het mogelijk het draagbeeld te corrigeren:

- breedtevelving: de sijkanten van de freestanden staan onder een hoek β met het vlak loodrecht op de rotatieas van een freer (fig 5.28).



De sijkanten beschrijven dus geen plat vlak maar een deel van een konus. De tandflank wordt daardoor in de breedte-richting bol. (fig 5.29)

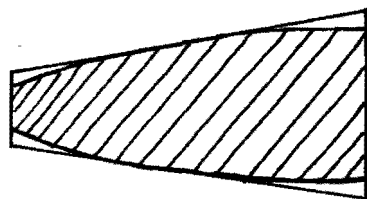
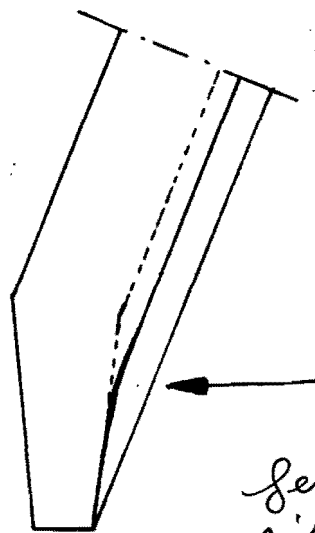


fig 5.29.

- Intreespeling:

Het aanbrengen hiervan is alleen mogelijk met behulp van geprofileerde snijkanten van de frestaanden. (fig 5.30).



gereedschap voor
intreespeling.

fig 5.30.

Een set frezen is niet gebonden aan een type vertanding, maar kan meestal een reeks vertandingstypen aanbrengen. Hierdoor zijn deze systemen ook interessant voor het vervaardigen van kleinere serie tandwielen.

Door de vereiste scholing van bedieningsman en machinisteller geldt hetzelfde als voor het Revacycle-systeem. (zie subparagraaf 5.3.1).

Door het controleren van de aangebrachte vertanding bestaan draagbeeldtesters. Ook voor het slijpen en controleren van het gereedschap zijn speciale machines vereist. Wellicht is het

voordeliger het slijpen en controleren van het gereedschap uit te besteden.

Het is (nog) niet bekend of een speciale afbreukbewerking van de tandvinden is vereist.

Evenmin is bekend of deze afwikkelloze wielen uitwisselbaar zijn met andere wielen, zoals bijvoorbeeld de B.H.W.-wielen.

In subparagraaf 5.3.1. is opgemerkt dat het Revacycle-gereedschap alleen wordt geleverd door Gleason. Ditzelfde geldt waarschijnlijk ook voor de Coniflex-frezen.

Vermoedelijk zullen Konvoid-frezen alleen bij Modul verkrijgbaar zijn.

De losse heikets van het Sferoid-systeem zijn wellicht gemakkelijker te verkrijgen, maar vragen daarin tegen meer aandacht bij 't afstellen ervan.

Voor alle vier de systemen geldt, dat steeds één tandholte wordt gefreesd. Dit vereist nauwkeurig gereedschap, omdat onnauwkeurigheden in 't gereedschap niet worden mitgemiddeld over alle tanden.

6. Kostenkalkulaties

In paragraaf 5.2 zijn een aantal vertalingmachines bepaald die een nader onderzoek waard zijn. Uiteindelijk moet een voorkeur bepaald kunnen worden voor één van de vier vertalingssystemen.

Hier toe zijn een aantal technische aspecten reeds besproken in § 5.3. Dit hoofdstuk gaat dieper in op de financiële aspecten. Een handicap hierbij is het gebrek aan betrouwbare informatie. Dit gebrek zal kunnen afzienbare tijd voor een groot deel weg-gevoerd kunnen worden m.b.v. tijdstudies en offertes die momenteel door verschillende importeurs van vertalingmachines worden opgesteld.

Om toch een indruk te hebben van de kosten zijn voor de 4 vertalingssystemen globale kalkulaties opgesteld. Hierbij is uitgegaan van grove indicaties van tijden en prijzen. Het trekken van conclusies zal dus extra voorzichtig moeten gebeuren.

In de volgende kalkulaties wordt voor de 4 vertalingmachines berekend wat de kosten zijn voor het aanbrenge

van vijf typen vertandingen ($Z = 14, 15, 16, 23$ en 33)
Deze vijf zijn bepaald mbv. tabel 7 in bijlage 4.

Mitgegaan werd van de eigen productie van de helft van het totale aantal wielen dat tot nog toe door B.h.W. werd geleverd. Wodende is het risico gespreid in de periode dat ervaring wordt opgedaan met 't nieuwe vertandingsysteem.

De productie vindt dan namelijk plaats zowel bij Zwagers als bij B.L.W.

Van de vijf typen vertandingen zijn samen 103.800 wielen nodig. Hiervan zijn twee series groot (> 30.000) en drie klein (< 6000). D.v.m. de veranderstelde ónuitwisselbaarheid vande Revacycle-wielen is nagegaan of minstens één van de wielen, behorende bij deze 5 typen vertandingen, moet samen werken met een wiel dat niet hoort bij één van deze vijf typen. In dat geval zou een Revacycle-tandwiel moeten samen werken met b.v. een B.h.W.-wiel, wat dus niet mag. Dit blijkt niet het geval te zijn.

Zoals reeds is gezegd, wordt er gerekend op basis van eigen productie. Onderzoeken of het interessant is om vertandingswerk uit te besteden is op basis van deze onnauwkeurige kalkulaties niet zinvol. Zo'n onderzoek wordt hier dan ook verder achterwege gelaten.

In de volgende kalkulaties wordt uitgegaan van:

- 1.) een verdeling tussen vaste en variabele kosten die overeen komt met de kalkulatiemethode van Zwagers-Asten.
- 2.) een netto aantal werkuren gemiddeld per deelnemer per jaar, van 1468 uur, zoals is bepaald bij Zwagers Geldrop in 1981.
- 3.) "vertanden-in-één-opspanning"

Het is denkbaar dat bepaalde vertandingen alleen in

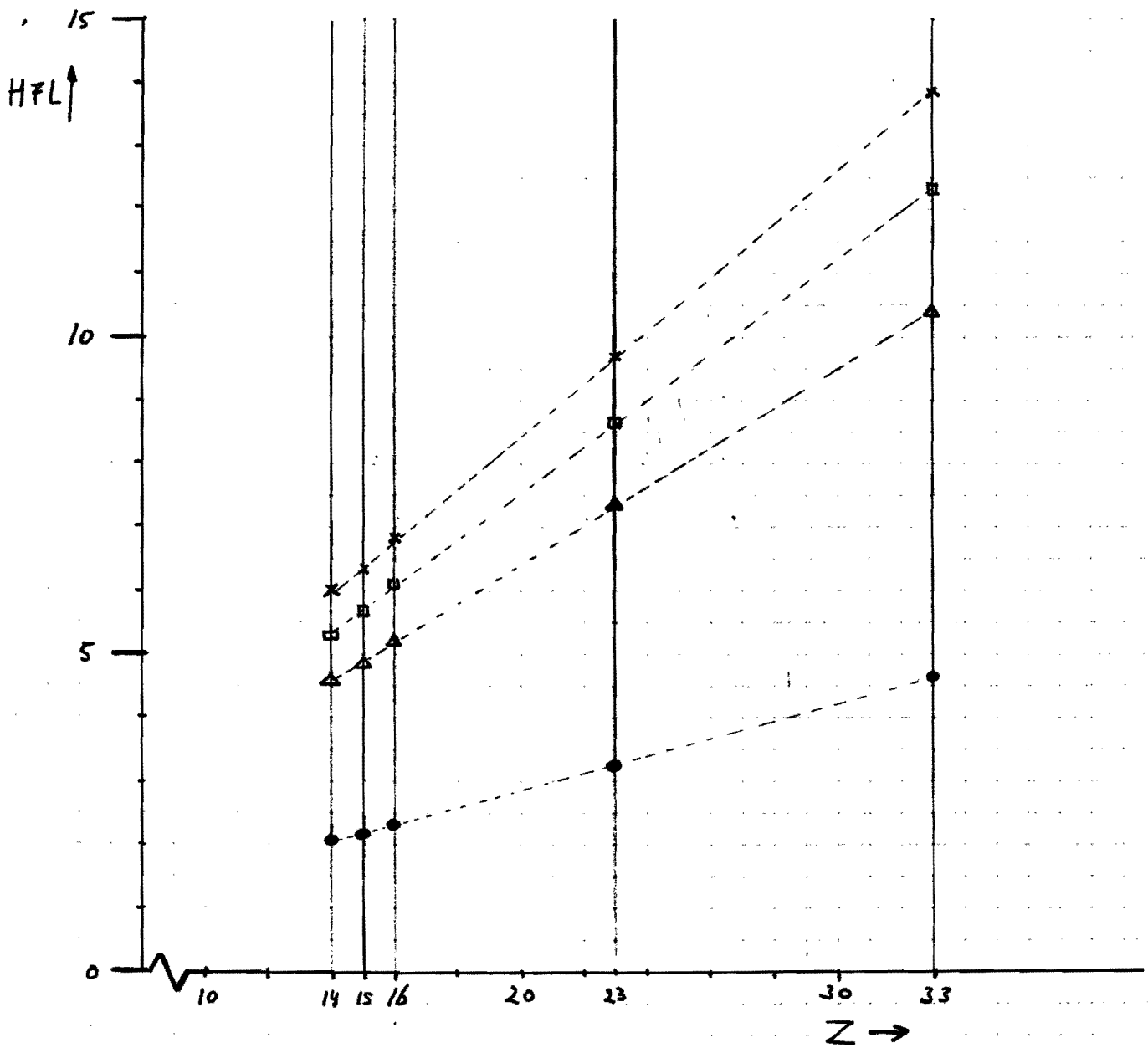
- twee opspanningen kunnen worden aangebracht.
- 4.) een netto aantal machine-werkuren per machine per jaar, in twee ploegendienst:
van $2 * 1468 = 2936$ h.

- In de volgende kalkulatie is geen rekening gehouden met:
- 1.) omsteltijden van de machines van de ene soort vertanding op de andere
 - 2.) omsteltijden van de werkstukhouder van't ene naar'type op 't andere (bij deselfde vertanding)
 - 3.) gereedschapskosten die gespecificeerd zijn naar vertandingstypen. Zodende drukken de gereedschapskosten op een kleine serie niet zuwaarder dan op een grote.
 - 4.) vanwege de voorgaande punten 1), 2) en 3) zullen de verschillen tussen grote en kleine series vertandingen niet naar voren komen. Wel zal de prijs voor het aanbrenge van een vertanding sterk afhangen van het aantal tanden (zie fig 6.1).
 - 5.) luktual
 - 6.) energiekosten

De kosten voor het aanbrenge van een vertanding, die bepaald zijn zonder deze punten 1^t 6 in rekening te brengen worden genoemd de: "vertandingkosten exclusief."

Worden deze punten 1^t 6 wel mee gerekend, dan heten ze: "vertandingkosten inclusief".

Aanname: [vertandingkosten-inclusief] komen overeen met $1.2 * [vertandingkosten-exclusief]$.



"VERTANDINGSKOSTEN - EXCLUSIEF"

VOLGENS DE TABELLEN 6.1 EN 6.2.

- REVACYCLE.
- x CONIFLEX
- SFEROID
- △ KONVOID.

fig. 6.1.

TABEL 6.1
REVACYCLE

AANTAL TANDEN	15	23	14	33	16
BLW-NR	3648	3649 5644 5717	3575	6549	6548
PZ-CODE	MT47 TC94 GT64 MT51 DM84 KS114	MT50 MH505 CK49 MT337	KS114	ST3	ST2
SERIEGROOTE SEIZOEN 82-83	£ 48.150	£ 47.650	1000	3.500	3.500
SECONDEN PER TAND	3	3	3	3	3
LADEN / LOSSEN (SEC.) PER WIEL	5	5	5	5	5
SECONDEN PER WIEL	50	74	47	104	53
WIELEN PER UUR	72.0	48.6	76.6	34.6	67.9
URENTOTAAL SEIZOEN 82-83	668.8	979.5	13.1	101.1	51.5
UURTARIEF (HFL) TABEL 6.3	159.-	159.-	159.-	159.-	159.-
SERIEPRIJS (HFL)	106.339.-	155.741.-	2083.-	16.075.-	8189.-
VERTANDINGSKOSTEN-EXCL. PER WIEL (HFL)	2.21	3.27	2.08	4.59	2.34
VERTANDINGSKOSTEN-INCL. PER WIEL (HFL)	2.65	3.92	2.50	5.51	2.81.
					6.5

Coniflex // Sferoid // Konvoïd

tabel 6.2.

antal tanden	15	23	14	33	16
b.l.w.-nr.	3648	3649 5644 5717	3575	6549	6548
72.-code	M.T. 47 T.C. 94 G.T. 64 M.T. 51 D.M. 84 K.S. 114	M.T. 58 M.H. 505 C.K. 49 M.T. 337	K.S. 114	S.T. 3	S.T. 2
seriegrootte seizoen '82-'83	€ 48.150	€ 47.650	1.000	3500	3.500
seconden per tand	20	20	20	20	20
Laden / lossen	12	12	12	12	12
seconden per wiel	312	472	292	672	332
wielen per h.	11,5	7,6	12,3	5,4	10,8
wentotaal seizoen '82-'83	4173,0	6247,4	81,1	653,3	322,8
<u>CONIFLEX</u>					
wartaraai (TABEL 6.4)	74,-	74,-	74,-	74,-	74,-
serieprijs	308802,-	462.308,-	6001,-	40344,-	23887,-
vertandingkosten per wiel, exclusief	6,41	9,70	6,00	13,81	6,82
" inclusief	7,70	11,64	7,20	16,58	8,19
<u>SFEROID</u>					
wartaraai (TABEL 6.5)	66,-	66,-	66,-	66,-	66,-
serieprijs	275.418,-	412.328,-	5353,-	43118,-	21305,-
vertandingkosten per wiel, exclusief	5,72	8,65	5,35	12,32	6,09
" inclusief	6,86	10,38	6,42	14,78	7,30
<u>KONVOÏD</u>					
wartaraai (TABEL 6.6)	56,-	56,-	56,-	56,-	56,-
serieprijs	233688,-	349.054,-	4542,-	36585,-	18077,-
vertandingkosten per wiel, exclusief	4,85	7,34	4,54	10,45	5,16
" inclusief	5,82	8,81	5,45	12,54	6,20

Tabel 6.3

Investerings: Revacycle

H.FL.

1 Revacycle-machine 726	750.000, =
1 Draagbeeldtester	100.000, =
1 Freesslijpbank	300.000, =
1 Freescntrolebank	60.000, =

1.210.000, =

Kosten per jaar:

<u>vast</u> : afschrijving, lineair, 10 jaar	121.000, =
rente: $\frac{1}{2} * 13\frac{1}{2}\% * 1.210.000, =$	81.675, =
$\frac{1}{4}$ machinesteller	13.750, =
$\frac{1}{4}$ slijper / controleur	13.750, =
indirect loon ($-\frac{1}{2} * \text{direct-loon}$)	27.500, =

257.675, =

<u>variabel</u> : onderhoud	50.000, =
opreedschap	50.000, =
direct loon (één man per ploeg à 55.000,=)	110.000, =

210.000, =

257.675, =

2936 h komt overeen met

467.675, =

Mwitarief: f 159,-

Toelichting op de Revacycle-malkulatie

- 1) 3 seconden per tand en 5 seconden laden / lossen zijn aannemen. De tijdstudie van Gleason zal hier betrouwbare cijfers over geven.
- 2) Gevraagd zijn voor de 5 series willen: 1806h bewerkings tijd.
- 3) Nodig: $\frac{1806}{2936} = 0.62$ machines, rond af naar 1
- 4) stel: één man bedient één machine.
- 5) stel: er zijn nodig: $\frac{1}{4}$ machinesteller en $\frac{1}{4}$ slijper / controleur.
- 6) stel: automatische lader (à f 90.000,-) is niet interessant, dus handmatig laden / lossen.
- 7) Aanbodalprijzen zijn volgens grove indicatie van de importeur van Gleason (dhr. Bienfait).
- 8) Aanname gereedschap: 5×2 sets = 10 frezen à ± 5000,-

Tabel 6.4

Investerings : Coniflase 104

H.FL.

4 Coniflase-machines à 500.000,-
1 Draagbeeldtesten
1 Franslijpbank
1 Franscontrolebank

2.000.000, =

100.000, =

150.000, =

50.000, =

2.300.000, =

Kosten per jaar :

vast : afschrijving, lineair, 10 jaar

230.000, =

rente : $\frac{1}{2} * 13\frac{1}{2} \% * 2.300.000, =$

155.250, =

$\frac{1}{2}$ machinestellen

27.500, =

$\frac{1}{2}$ slijper / controleur

27.500, =

indirect-loon (= $\frac{1}{2} * \text{direct-loon}$)

110.000, =

550.250, =

variabel : onderhoud

50.000, =

gereedschap

50.000, =

direct-loon (4 man à 55.000,-)

220.000, =

320.000, =

550.250, =

117.44 h komt overeen met

870.250, =

Munitarieel : f 74,-

Toelichting op de Coniflexe-kalkulatie.

- 1.) 20 sec. per tand } zijn serieuze indicaties die
12 sec. laden / lossen } deskundigen hebben gegeven.
tijdstudie Gleanon is onderweg.
- 2.) gevraagd voor deze 5 series: 11070 h.
- 3.) nodig $\frac{11070}{2936} = 3.77 \Rightarrow 4$ machines
- 4.) stel: één man bedient 2 machines
- 5.) stel: 4 machines hebben nodig:
1/2 machinesteller
1/2 slijper controleur
- 6.) twee-plaegendient $\Rightarrow \frac{4}{2} \cdot 2 = 4$ man
- 7.) capaciteit: $4 \times 2 \cdot 1468 = 11.744$ h
- 8.) gereedschap $5 \times 2 = 10$ freessets à f 5000,-
- 9.) Investeringsbedragen:
Coniflexe 104 à f 500.000,- is grove indicatie
van B, evenals f 100.000,- voor draagbeddtester
Prijzen voor freesslijpbank en freescontrolebank zijn volkomen
onbekend.
Deze bedragen zijn dus zeer grove benaderingen. Evenmin
is bekend of deze freescontrolebank überhaupt nodig is.

Tabel 6.5

Investering: Sferoid B.F. 203

H.F.L.

4 Sferoid machines à 400.000, =
1 Draagbeeltester à 100.000, =
1 Freeslijpbank à 40.000, =

1.600.000, =
100.000, =
40.000, =

1.740.000, =

Kosten per jaar:

vast: afschrijving, lineair, 10 jaar
rente: $\frac{1}{2} * 13\frac{1}{2}\% * 1.740.000, =$
 $\frac{1}{2}$ machinistellen
 $\frac{1}{2}$ slijper / controleur
indirect loon ($= \frac{1}{2} * \text{direct loon}$)

174.000, =
117.450, =
27.500, =
27.500, =
110.000, =

456.450, =

variabel: onderhoud
gereedschap
direct loon (4 man à 55.000, =)

50.000, =
50.000, =
220.000, =

320.000, =
456.450, =

11.744 h. komt overeen met

776.450, =

Uurtarief: f 66, =

6.11

• Toelichting op de Sferoid - kalkulatie

- 1.) Zie toelichting op Coniflexe, punten 1^o en 8.
- 2.) Wellicht is de speciale slijpbank overbodig.
De rechte mijkanten kunnen ook op een gewone slijpbank opgelepen worden.
Zijn de mijkanten geprofileerd i.v.m. intreespeling (zie § 5.1) dan zullen een speciale slijpbank en freescoutrolbank nodig zijn.
- 3.) De vermelde prijzen van de machines zijn een indicatie van de heer Klamm, importeur van Klingelberg te Zwijndrecht.

Tabel 6.6.

Investering Konvoid (Z.F.T.K. 250/1)

H. Fl.

4 Konvoid-machines (Z.F.T.K. 250/1) à 225.000, =	900.000, =
1 Freescantrolebank	11.000, =
1 Freeslijpbank	17.000, =
1 Draagbeeldtester	100.000, =
	<hr/>
	1.028.000, =

Kosten per jaar

<u>vast</u> : afschrijving, lineair, 10 jaar	102.800, =
rente: $\frac{1}{2} * 13,5\% * 1028.000, =$	69.390, =
$\frac{1}{2}$ machine-stellen	27.500, =
$\frac{1}{2}$ dijper - controleur	27.500, =
indirect loon ($= \frac{1}{2} * \text{direct-loon}$)	110.000, =
	<hr/>
	337.190, =

<u>variabel</u> : onderhoud	50.000, =
gereedschap	50.000, =
direct-loon (4 man à 55.000)	220.000, =
	<hr/>
	320.000, =
	<hr/>
	337.190, =

11.744 h. komt overeen met

657.190, =

Munitarief: f 56,-

• Toelichting op de konvord-kalkulatie:

- 1.) zie toelichting op Coniflex-kalkulatie, punten 1th en 8
- 2.) Prijzen van de machines m.a.v. offerte P.E.g.A., behalve de draagbeeldtesten.
- 3.) Draagbeeldtesten: geschat op f100.000,- overeenkomstig indicatie van Bienfait.
- 4.) gereedschap: $5 \times 2 \times f5.000,- = f50.000,-$

7. Overige Kosten

In het vorige hoofdstuk werden de zogenaamde "vertandingkosten-inclusief" in grote lijnen bepaald.

Om een indruk te krijgen ontrent de verschillen in kostprijs van een gepreest wiel t.o.v. een B.L.W.-wiel, zijn de tabel 7.1 en 7.2 opgesteld.

Hierin worden de kostprijzen ingeschat van de tandwielen M.751 en M.758.

In de B.L.W.-kolom staat de smeedstukprijs vermeld overeenkomstig bijlage 1. De bedragen voor "draaiwerk" en overige bewerkingen" zijn overgenomen uit de makalkulaties van 1981.

In de overige 4 kolommen staat de prijs gegeven van een zogeh. "onvertand smeedstuk". Bij deze 4 vertandingssystemen is het namelijk zinvol niet te gaan van een onvertand smeedstuk. Een gietstuk komt niet in aanmerking vanwege de vereiste sterkte van de tandwielen.

Het lijkt evenmin zinvol om als uitgangsmateriaal een grot vertand smeedstuk te gebruiken.

Om de gewenste vertanding te verkrijgen moet de toeslag op de tanden nauwkeurig weggenomen worden. Maar de prijs van een ruwvertand smeedstuk is bijna net zo groot als die van een smeedstuk waarvan de vertanding niet meer hoeft te worden nabewerkt.

Als er van staphmateriaal zou worden uitgegaan, dan zou er veel materiaal verspand moeten worden, en dus verloren gaan. Er wordt vanuit gegaan dat staphmateriaal als uitgangsmateriaal niet interessant is.

TANDWIEL MTS1. (z=15) (BEDRAGEN IN GULDENS)

BLW		REVACYCLE	CONIFLEX	SFEROID	KONVOID,
SMEEDSTUK (VERTAND)	9.64	SMEEDSTUK (ONVERTAND) 3.23	3.23	3.23	3.23
DRAAIWERK NAAF: BOREN DRAAIEN RUIMEN AFKANTEN	1.79	DRAAIWERK TOPKEGEL + NAAF: BOREN DRAAIEN RUIMEN AFKANTEN. X	X	X	X
		VERTANDINGS- KOSTEN <u>INCL.</u> 2.65	7.70	6.06	5.82
OVERIGE BEWERKINGEN: 3.37	3.37	3.37	3.37	3.37	3.37
BROOTSSEN 0.47 WARMTEBEH 0.43 SLIJPEN 2.47 HONEN - <hr/> 3.37					
TOTAAL	14.80	X + 9.25	X + 14.30	X + 13.46	X + 12.42
RUIMTE VOOR X	-	5.55	0.50	1.34	2.38

TABEL 7.1

7.2

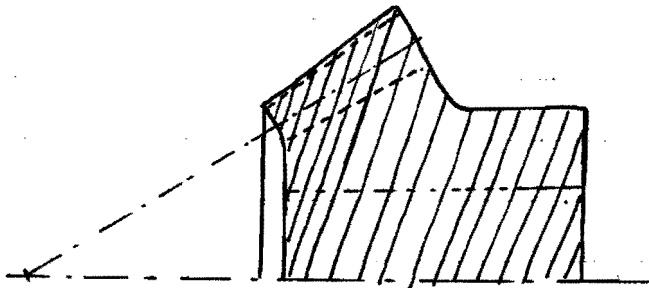
TANDWIEL MTSØ (Z=23)

BEDRAGEN IN GULDENS

BLW		REVACYCLE		CONIFLEX		SFEROÏD		KONVOÏD	
SMEEDSTUK (VERTAND)	12.69	SMEEDSTUK (ONVERTAND)	7.47		7.47		7.47		7.47
DRAAIWERK NAAF: BOREN DRAAIEN RUIJEN AFKANTEN	1.71	DRAAIWERK TOPKEGEL + NAAF: BOREN DRAAIEN RUIJEN AFKANTEN	x		x		x		x
		VERTANDINGS- KOSTEN INCL.	3.92		11.64		10.38		8.81
OVERIGE BEWERKINGEN:	3.34		3.34		3.34		3.34		3.34
BROOTSEN	0.56								
WARMTEBEH.	1.25								
SLIJPEN	1.53								
HONEN	-								
	3.34								
TOTAAL	17.74		x + 14.73		x + 22.45		x + 21.19		x + 19.62
RUIJTE VOOR x	-		3.01		-4.71		-3.45		-1.88

TABEL 7.2

- Met een onvertand smeedstuk wordt de uiteindelijke vorm van het tandwiel dichtbenoemd.
- In figuur 7.1 wordt hiervan een voorbeeld gegeven.



in onvertand smeedstuk.

fig 7.1.

Bij verschillende leveranciers zijn prijzen aangevraagd. Hun antwoorden konden niet meer in dit verslag worden opgenomen.

Daarom zijn de prijzen van de onvertande smeedstukken voor de M.T. 51 en M.T. 58 geschat.

Deze schatting is gebaseerd op de prijs van het smeedstuk van het cilindrische tandwiel E.H. 8. In bijlage 9, wordt deze schatting verder uitgewerkt.

In tabel 7.1 en 7.2 wordt ook gesproken over "draaiwerk-topkegel". Hiermee wordt bedoeld het afdraaien van de toetslag op de topkegel alvorens te vertanden. Voor het draaiwerk aan de naaf en topkegel (dat waarschijnlijk in een opspanning kan geschieden), is een bedrag x vrijgehouden. Deze x 'en moeten nog berekend worden. Het lijkt zinvol daarbij af te stappen van de huidige, verouderde en "starre" halfautomaten. In hun plaats lijken numeriek bestuurd draaibanken vele mogelijkheden te bieden. Over de criteria omtrent de eventuele aanschaf van dat soort banken zal

een aparte studie gemaakt dienen te worden.
In de tabellen 7.1 en 7.2 is onderaan spraken van
"ruimte voor x". Hiermee is bedoeld het bedrag wat
"x" mag worden om een gepreerd wiel net zo duur te
maken als een B.h.w. wiel. Is deze x negatief, dan zal
het gepreerde wiel altijd duurder zijn dan het overeenkomstige
B.h.w.-wiel.

Conclusies trekken uit de resultaten van de tabellen 7.1 en
7.2 is gevaarlijk. Met name de bedragen die zijn ingevuld
bij "smeedstuk onvertand" en "vertandingskosten-inclusief"
zijn namelijk onbetrouwbaar.

Toch lijkt het erop dat Recycle en Konvoïd als meest
aantrekkelijke uit de bus zullen komen. Daarbij is het
moeilijk om de voordelen van Konvoïd t.o.v. Recycle in
geld uit te drukken. Zo zijn de Konvoïd wielen waarschijn-
lijk uitwisselbaar met B.h.w.-wielen en de Recycle-wielen
niet.

Bovendien kunnen met één set Konvoïd-fresen meerdere roe-
ten vertandingen worden aangebracht, terwijl één Recycle
broots slechts één soort vertanding geschikt is.

Het Konvoïd-gereedschap is dus flexibeler.

Het is denkbaar dat het acceptabel zal zijn dat een ge-
preerd wiel b.v. 10% duurder is dan een B.h.w.-wiel.

Deze 10% wordt dan getolereerd vanwege de risicospreiding.
Tot slot van dit hoofdstuk wordt opgemerkt, dat in bij-
lage 10 enkele suggesties worden gedaan om materiaal te
besparen in wielen als de M.T. 58.

8. Conclusies en aanbevelingen.

De in hoofdstuk 5 beschreven vertandingmethoden zullen nader onderzocht moeten worden.

De gehanteerde tijden en bedragen zullen nauwkeuriger bepaald dienen te worden.

Om te weten hoe een wiel met een bepaalde vertanding zich gedraagt is het zinvol proefseries uit te zetten van landbouwmachines met:

- Revacycle wielen (laten maken bij b.v. Getrak, Ludwigsburg)
- Coniflexe, Sferoid of Konvoidwielen (laten maken bij b.v. De Rijk, Oss)

Ook zullen er proeven genomen moeten worden om na te gaan of tanden met een draagbeeldcorrectie beter voldoen.

Om meer te weten over de kwaliteit van de B.H.W.-wielen is het zinvol deze wielen steekproefgewijs te meten op b.v. tanddikte, slijping en oppervlakteruwheid.

Steeds is uitgesproken van het aanschaffen van nieuwe vertandingmachines. Met de aanschaf van 2^e hands machines verandert het financiële beeld. Het is zinvol dit nader te onderzoeken.

Als de kosten kalkulaties (zoals zijn opgenomen in tabel 7.1 en 7.2) nauwkeuriger zijn bepaald, kan de eigen productie van vertandingen worden afgewogen tegen het uitbesteden ervan.

De nu nog onbetrouwbare kalkulaties van tabel 7.1 en 7.2 geven de indruk dat er mogelijkheden zijn voor een commercieel interessante eigenproductie van konvoidwielen.

9. Slotwoord.

Het onderwerp "tandwielen" is veelzijdig en daarom boeiend. Bij een studie over tandwielen wordt vaak een beroep gedaan op meerdere hoofdstukken in de werktuigbouwkunde, zoals b.v. de sterkteleer, materialkunde, leer der mechanismen, economie, kwaliteitsbeheer, aandrijftechniek, constructie-leer, en "kort but not leant", de produktietechnologie.

Het was een geweldige ervaring om in een gesond en dynamisch bedrijf als de firma Zwagers een eindstudie te verrichten over produktiemethoden voor tandwielen.

Hopelijk vormt dit verslag een bijdrage aan de bestrijding van het risico om bij de aanmaak van konische tandwielen vrijwel geheel afhankelijk te zijn van slechts één toeleverancier.

Geraadpleegde literatuur

- [1] Manufacturing processes.
7th ed. (SI-version)
B.H. Amstcad, Phillip F. Ostwald, Myron L. Begeman
Wiley, 1979. ISBN 0471.035750.
- [2] Tandwielen.
prof. ir. A.P.C. v. Heeswijk, Delft:
constructie-elementen II, W62, deel A. dictaat nummer 8078
tekst en tabellen 1981.
- [3] Gear Engineering. KBJ.71.MER.BSW
H.E. Mowitz 1971
ISBN 0.273.42977.9.
Pitman Publishing.
- [4] Kegeltandwielen. F.M.E - U.M. 19
Stam Technische Boeken.
- [5] Belastingbaarheid van cilindrische tandwielen F.M.E - U.M 09.
Stam Technische Boeken.
- [6] Machineonderdelen. Constructie-elementen uit de Werktuigbouw
ir. H. Meeuwis, ir. Jac Stolk, ir. C. Kros
20^e druk 1976 Mouton - Dordrecht.

- [7] Gearing in 1970
The Institution of Mechanical Engineering
Paper 1: Aspects of shaping, hobbing, and shaving machines for medium-sized gears. (D.B. Welbourn, J.D. Smith)
Paper 20: Production of gears by rolling. P.F. Egan, B. Jones, G. Connell.
- [8] Tandwielen I
ir. P.W.A. Van Hatsum en ir. H.G. Ballot
N.V. uitgeverij Nijgh en Van Ditmar 1953
- [9] Tandwieloverbrengingen
prof. ir. A. Morawitz, ir. G.E.W. Kimmell
dictaat-nr. 4487 THE 1975
- [10] Machine-elementen
Hermann Roloff en Wilhelm Matek
Vieweg 1972
ISBN 3.528.140135

Firma P.J. Zweegers & Zonen
 Geldrop / Niederlande

Preisblatt 1982

<u>Teilebezeichnung</u>	<u>Zeichnungsnummer</u>	<u>BLW-Artikel/Zeichnung</u>	<u>Preis DM/St.netto</u>	
Kegelrad	KS 40	34270-3575 ✓	15,40 ✓	17.25
Kegelrad	RH 61/01	34271-3648 ✓	8,59 ✓	9.62
Kegelrad	RH 61/02	34271-3649 ✓	11,31 ✓	12.67
Ritzel	TH 2-5	34273-4032 ✓	15,58 ✓	17.45
Kegelrad	ZM 1-1	34279-5214 ✓	12,47 ✓	13.97
Kegelrad	DS 5-1	34277-5231 ✓	9,44 ✓	10.57
Kegelrad	DS 4-1	34278-5232	28,95 ✓	32.42
Kegelrad	HS 2-1	34281-5396 ✓	19,62 ✓	21.97
Kegelrad	DM 158	34282-5630 ✓	8,78 ✓	9.83
Kegelrad	CZ 32	34283-5631	36,05 ✓	40.38
Kegelrad	MH 505	34286-5644 ✓	20,46 ✓	22.92
Kegelrad	MT 337-2	34288-5717 ✓	11,52 ✓	12.90
Kegelrad	CZ 120	34289-5791 ✓	10,66 ✓	11.94
Kegelrad	CZ 121	34290-5792	30,37 ✓	34.01
Kegelrad	ET 28-5	34291-6048 ✓	15,86 ✓	17.76
Kegelrad	GS 21	34292-6049 ✓	15,68 ✓	17.56
Kegelrad	GS 23	34293-6050	8,93 ✓	10.00
Kegelrad	ET 22-1	34294-6210 ✓	12,62 ✓	14.13
Kegelrad	ST 2-1	34284-6548 ✓	9,20 ✓	10.30
Kegelrad	ST 3-1	34285-6549 ✓	19,98 ✓	22.33

1,10 * DM.
 HFL.
 AB 1/1/82

BLW-PRÜFEN.
 BILAGE I

1,12
 DM
 (incl
 2%
 mita

Bron: Hr. Van Bree

B1.

BEDRAGEN IN GULDENS

Bijlage 2

SEIZOEN 81-82
KOSTEN.

BRON: H. MUNSTERS, A STEEN; H. VAN BREE, INKOOP; H. COLLART, KALKULATIE.

BLW-Nº	PZ-CODE	SERIE 81-82	OMZET	BLW	SVB	PZ	FABR. KP.
3648	MT47	3100	40827	9.64	0.46	3.07	13.17
3648	TC94	15.850	218.413	9.64	0.46	3.68	13.78
3648	KS114	1.050	14.920	9.64	1.25	3.32	14.21
3648	GT64	27.000	391.770	9.64	0.43	4.44	14.51
3648	MT51	7.100	105.080	9.64	0.43	4.73	14.80
3648	DM84	1.840	26.662	9.64	0.46	4.39	14.49
3649	MT58	8.100	143.694	12.69	1.25	3.80	17.74
5717	MT337	42.440	758.403	12.92	1.25	3.70	17.87
6049	GS21	200	4.994	17.60	* 3.93	3.44	24.97
5231	DS5	3.300	46.431	10.59	0.49	2.99	14.07
5644	MHS05	600	20.712	22.96	* 4.40	7.16	34.52
5644	CK49	1.250	44.875	22.96	3.59	9.35	35.90
5791	CZ120	1.550	23.374	11.96	0.67	2.45	15.08
5214	ZM1	4.225	77.275	13.99	0.96	3.34	18.29
4032	TH2	39.600	906.048	17.48	1.17	4.23	22.88
5396	HS2	5.600	133.000	22.01	—	1.74	23.75
5791	ET17	550	9.476	11.96	0.59	4.68	17.23
6210	ET21	6060	121.564	14.16	0.86	5.04	20.06
6210	ET22	10.700	200.411	14.16	0.86	3.71	18.73
6048	ET28	10.400	259.792	17.80	0.78	6.40	24.98
5630	DM158	3.370	46.203	9.85	0.42	3.44	13.71
3575	KS40	2.200	43.428	17.28	0.39	2.07	19.74
6548	ST2	2.300	33.442	10.32	0.54	3.68	14.54
6549	ST3	2.300	65.596	22.37	1.54	4.61	28.52
TOTAAL	—	~200.000	3.737.353	2.739.845	179.578	816.966	—

Opmerkingen bij tabel van bijlage 2.

- 1) * : dit bedrag is inclusief slijpen bij Honers.
- 2) B.L.W.- prijzen : zie bijlage 1
- 3) S.V.B.: bedrijf in Helmond waaraan het harden van de tandwielen wordt uitbesteed. (makellulatie)
- 4) P.Z.: de bewerking bij Zwagers (makellulatie)
 - boren
 - draaien
 - frezen
 - slijpen
 - honen
- 5) FABR.KP. = fabriekskortprijs = som van kolom "B.L.W." + S.V.B. + "P.Z."
- 6) Omzet = [aantal in de serie '81-'82] * FABR.KP.

BYLAGE 3

SEIZOEN 81-82 : AANTALLEN.

PZ seizoen 81-82	AANTAL TANDEN	MODUL	55.940 A.	Σ 52.390 A.	Σ 31.585 A.	3.300 A.	2.100 A.	39.600 A.	5.600 A.	3.370 A.	2.200 A.	2.300 A.	2.300 A.
			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
3648	15	4 ⁴²	X										
3649	23	4 ⁴²		X									
5717	23	4 ⁴²		X									
6049	19	5			X								
5231	16	4 ¹⁰				X							
5644	23	4 ⁴²		X									
5791	15	4 ⁷⁰					X						
5214	19	5			X								
4032	17	5						X					
5396	17	5							X				
6210	19	5			X								
6048	19	5			X								
5630	15	4								X			
3575	14	5									X		
6548	16	4										X	
6549	33	4											X
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Bijlage 4.

Tabellen 1 ¹/_m 8.

IABEL 1		TEKE NING-202																													
BLW-NR.		3575	3648	3648	3648	3648	3648	5630	5791	5791	5231	6050	6548	4032	5396	5214	6048	6049	6210	6210	3649	5644	5644	5717	3648	6549	5232	5232	5792	56	
PZ-CODE		KS 40	MT 47	TC 94	GT 64	MT 51	DM 84	DM 158	CZ 120	ET 17	DS 5	GS 23	ST 2	TH 2	HS 2	ZM 1	ET 28	GS 21	ET 21	ET 22	MT 58	MH 505	CK 49	MT 337	KS 114	ST 3	GS 54	DS 4	CZ 121	DI 23	
Z		14	15	15	15	15	15	15	15	15	16	16	16	17	17	19	19	19	19	19	23	23	23	23	15	33	40	40	44	5	
CM 135	CM			1		2															2			1							
CM 165	GT			1	2																			3							
CM 165 H	CM			1	2																			3							
CM 185	ST												1					2		1	2					1					
CM 185 H	TT							1										2		1	2									1	
CM 210	ET									1									2		1	2								1	
CM 215	GA		1			4																4			1						
CM 215 F	GT		1			4																4			1						
CONDIZET 185	DK																	1													
CONDIZET 230	VK																	1													
CZ 330	CZ								3																					2	
DS 5000	DS										4																			4	
FALAZET 185	DM						2	1																	2						1
FALAZET 230	DV						2	1																	2						1
FANEX 400	KV																				1		1								
FANEX 500	GV																					1		1							
FANEX 600	KZ																					1		1							
FANEX 730	GZ																														
FLEVO 480	GS										2	2									1		1						4		
HS 360	HS													2	2																
MH 80	MH		1																				1								
MH 80 E	EH																														
MH 80 S	EP																														
STRELA	TH													3																	
TK 165	TK				1																										
TK 185	CK		1																												
TK 210	EK																														
VIBRAX	K3/ AS	2			1																										
MH 160 S	TP																					1									
MH 240 S	DP																														

TABEL 1

242

De Rijk.	TEKENING-									GE- GO- TEN
PZ-CODE	TEKE	GZ	GZ	EH	GZ	GZ	GZ	EH	EP	TH
		54	56	101	53	52	55	100	9	137
Z		15	15	16	17	23	45	52	52	51
CM 135	CM									
CM 165	GT									
CM 165 H	CM									
CM 185	ST									
CM 185 H	TT									
CM 210	ET									
CM 215	GA									
CM 215 F	GF									
CONDIZET 185	DK									
CONDIZET 230	VK									
CZ 330	CZ									
DS 5000	DS									
FALAZET 185	DM									
FALAZET 230	DV									
FANEX 400	KV	2	2				4			
FANEX 500	GV	2	2		1	1	4			
FANEX 600	KZ	2	4				6			
FANEX 730	GZ	2	4		1	1	6			
FLEVO 180	GS									
HS 360	HS									2
MH 80	MH									
MH 80 E	EH			1				1		
MH 80 S	EP			1					1	
STRELA	TH									2
TK 165	TK									
TK 185	CK									
TK 210	EK									
VIBRAX	KS/ HS									
MH 160 S	TP			2					2	
MH 240 S	DP			3					3	

TABEL 2.

84.3

BLW-NR.	TEKENING-	SERIE '82	3575	3648	3648	3648	3648	3648	5630	5791	5791	5231	6050	6548	4032	5376	5214	6048	6049	6210	6210	3649	5644	5644	5717	3648	6549	5232	5232	5792	5631
PZ-CODE			KS	MT	TC	GT	MT	DM	DM	CZ	ET	DS	GS	ST	TH	HS	ZM	ET	GS	ET	ET	MT	MH	CK	MT	KS	ST	GS	DS	CZ	DM
Z			40	47	94	64	51	84	158	120	17	5	23	2	2	2	1	28	21	21	22	58	505	49	337	114	3	54	4	121	235
			14	15	15	15	15	15	15	15	15	16	16	16	17	17	19	19	19	19	19	23	23	23	23	15	33	40	40	44	53
CM 135	CM	1.300			1.300		2.600															2.600			1.300						
CM 165	GT	11.500			11.500	23.000																		34.500							
CM 165 H	CM																														
CM 185	ST	3.500											3.500					7.000		3.500	7.000					3.500					
CM 185 H	TT	1.800							1.800										3.600		1.800	3.600									1.800
CM 210	ET	550									550								1.100		550	1.100							550		
CM 215	GA	600		600			2.400															2.400			600						
CM 215 F	GF	200		200			800															800			200						
CONDIZET 185	DK	400															400														
CONDIZET 230	VK	400															400														
CZ 330	CZ	400								1.200																				800	
DS 5000	DS	600										2.400					3.000												2.400		
FALAZET 185	DM	850					1.700	850																	1.700						850
FALAZET 230	DV	1000					2.000	1.000																	2.000						1.000
FANEX 400	KV	230																			230		230								
FANEX 500	GV	470																													
FANEX 600	KZ	50																				50		50							
FANEX 730	GZ	50																													
FLEVO 480	GS																														
HS 360	HS	3.200												6.400	6.400																
MH 80	MH	550		550																				550							
MH 80 E	EH	900																													
MH 80 S	EP	350																													
STRELA	TH	8.200												24.600																	
TK 165	TK																														
TK 185	CK	500		500																					500						
TK 210	EK	60																							120						
VIBRAX	^{KS} / _{AS}	500	1000		500																		500			500					
MH 160 S	TP	200																													
MH 240 S	DP	65																													
TOTAAL			1000	1850	13.300	23.000	5800	3700	3650	1.200	550	2400	-	3.500	31.000	6.400	3800	11.700	280	5850	12.100	6.300	550	500	40.300	500	3500	-	2.400	1350	3650

TABEL 5

BLW- NR.	3575	3648	3648	3648	3648	3648	5630	5771	5771	5231	6050	6548	4032	5396	5214	6048	6049	6210	6210	3649	5644	5644	5717	3648	6549	5232	5232	5772	5631			
PZ- CODE	KS 40	MT 47	TC 94	GT 64	MT 51	DM 84	DM 158	CZ 120	ET 17	DS 5	GS 23	ST 2	TH 2	HS 2	ZM 1	ET 20	GS 21	ET 21	ET 22	MT 50	MH 505	CK 49	MT 337	KS 114	ST 3	GS 54	DS 4	CZ 121	DM 235			
Z	14	15	15	15	15	15	15	15	15	16	16	16	17	17	19	19	19	19	19	23	23	23	23	15	33	40	40	44	53			
MODUL MM	5	4.42	4.42	4.42	4.42	4.42	4	4.7	4.7	4.1	4.1	4	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	4.42	4.42	4.42	4.42	4.42	4	4.1	4.1	4.7	4
DRUKHOEK	20°	20°	20°	20°	20°	20°	22°30'	22°30'	22°30'	25°	25°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	25°	25°	22°30'	22°30'		
STEEKKEGEL	45°	33°27'	33°27'	33°27'	33°27'	33°27'	15°35'02"	18°29'38"	18°29'38"	21°48'05"	21°48'05"	25°51'59"	10°26'	10°26'	45°	45°	45°	45°	45°	56°23'	56°23'	56°23'	56°23'	33°27'	64°00'00"	68°11'55"	68°11'55"	68°30'22"	71°39'58"			
KOPKEGEL	50°46'	37°16'	37°16'	37°16'	37°16'	37°16'	10°30'09"	21°56'13"	21°56'13"	24°27'33"	24°27'33"	29°40'	20°54'	20°54'	49°16'	49°16'	49°16'	49°16'	49°16'	61°02'	61°02'	61°02'	61°02'	37°16'	66°25'	70°51'23"	70°51'23"	69°54'18"	72°50'56"			
VOETKEGEL	38°17'	28°16'	28°16'	28°16'	28°16'	28°16'	14°00'54"	16°30'26"	16°30'26"	18°42'17"	18°42'17"	23°09'36"	16°17'	16°17'	39°53'	39°53'	39°53'	39°53'	39°53'	52°02'	52°02'	52°02'	52°02'	28°16'	59°34'	65°06'12"	65°06'12"	64°36'38"	68°21'47"			
OPP. RUWHEID TANDEN R _t μm	15	15	15	15	15	15	25	25	25	25	25	25	15	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	15	25	15	15	25	25			
GROOTSTE DIAM. SMEEDSTUK MM	77.1	74.0	74.0	74.0	74.0	74.0	71.0	83.3	83.3	73.2	73.2	71.5	96.0	96.0	102.0	102.0	102.0	102.0	102.0	104.0	104.0	104.0	104.0	74.0	127.5	167.1	167.1	208.5	213.5			
GROOTSTE LENGTE SMEEDSTUK MM	30.5	42.1	42.1	42.1	42.1	42.1	47.1	48.4	48.4	45.7	50.1	42.88	54.4	49.5	43.4	41.9	75.4	43.4	43.4	44.7	91.7	92.7	44.7	42.1	43.46	22.9	22.9	22.3	24.0			
KLEINSTE DIAM. ASGAT SMEEDSTUK MM	250	230	230	230	230	230	270	180	180	220	220	270	320	300	220	430	210	270	270	230	270	29.8	270	230	270	670	670	800	770			
GROOTSTE DIAM. BEWERKT MM	77.1	730	730	730	730	730	710	83.3	83.3	73.2	710	71.5	96.0	96.0	95.3	95.3	95.3	95.3	95.3	104.0	104.0	99.0	104.0	73.0	127.5	167.1	167.1	208.5	213.5			
GROOTSTE LENGTE BEWERKT MM	30.5	41.6	41.6	41.6	41.6	41.6	47.1	47.9	47.9	44.1	49.1	42.88	52.8	49.0	43.4	40.93	74.4	42.4	42.4	44.0	92.2	92.2	44.2	41.6	42.46	21.0	22.9	22.3	24.0			
KLEINSTE DIAM. ASGAT BEWERKT	250	250	250	250	250	270	300	210	300	250	250	270	350	300	250	47.2	250	300	300	250	320	29.8	300	250	300	800	690	840	800			
OPMERKINGEN							AS- HOEK 87°15'	SPLINES					TANDEN VER- BONDEN										SPLINES							AS - HOEK 87°15'		

TABEL 6

De Rijk									GE- GO- TEN
PZ-CODE	GZ 54	GZ 56	EH 101	GZ 53	GZ 52	GZ 55	EH 100	EP 9	TH 137
Z	15	15	16	17	23	45	52	52	51
MODUL mm	4	4	3.25	4.64	4.64	4	3.25	3.25	5
DRUKHOEK	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°
STEEKKEGEL	10°26'	10°26'	17°06'	36°20'	53°32'	71°34'	72°54'	72°54'	71°34'
KOPKEGEL	21°11'	21°11'	19°20'	40°20'	57°32'	73°39'	74°44'	74°44'	72°22'
VOETKEGEL	15°45'	15°45'	14°55'	31°20'	48°32'	68°13'	70°11'	70°11'	68°45'
OPP. RUWHEID TANDEN / Re mm									
GROOTSTE DIAM. BEWERKT mm	68.6	68.6	59.0	86.3	106.7	102.2	169.0	169.0	250.2
GROOTSTE LENGTE BEWERKT mm	48.0	48.0	40.3	40.5	59.8	21.5	15.5	15.5	114.5
KLEINSTE DIAM. ASGAT BEWERKT mm	25.0	25.0	21.1	30.0	25.0	75	50.0	75.0	82.0
OPMERKINGEN			SPLINES						

TABEL 6

34.7

PZ-SEIZOEN 82-83
(DERÿK; DIETWIEL)

TABEL 8

DE RÿK									GE-GOTEN
GZ 54	GZ 56	EH 101	GZ 53	GZ 52	GZ 55	EH 100	EP 9		TH 137
15	15	16	17	23	45	52	52		51
1.600	1.600	1845	520	520	3.400	900	945		22.800
X	X								£ 3.200
		X							1845
			X						520
				X					520
					X				3.400
						X	X		£ 1845
									X 22.800

£ 3.200
1845
520
520
3.400
£ 1845
} £ 11.330.

Bijlage 5

"BEWIJS"

te bewijzen : $P = \frac{m \cdot n}{716}$

met P : vermogen in pk's
 M : moment in kgm
 n : toerental in rpm

1) $P = M \cdot \omega$ met : Watt = Nm * $\frac{\text{rad}}{\text{sec}}$.

2) $\frac{1 \text{ pk}}{735.5 \text{ Watt}} = \frac{1 \text{ kgm}}{9.81 \text{ Nm}} \times \frac{1 \text{ rpm}}{\frac{2\pi}{60} \frac{\text{rad}}{\text{sec}}} \times C$

$$C = \frac{9.81 \times 2\pi}{735.5 \times 60} = \frac{1}{716}$$

Meetobject: Falazet 185 en CM 185H

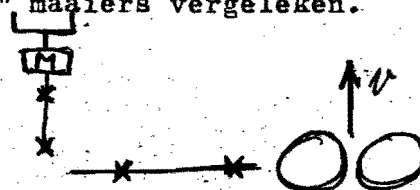
Bijlage 6.
VELDMEET RAPPORT.

Uitvoerder: P. Hommes.

Doelomschrijving: Daar tijdens het testen als omschreven onder 2a en 2b, bleek, dat een Falazet met Condizet niet, en een CM 185H met TK 185 wel in 3H (17 km/h) kon maaien werden de "kale" maaiers vergeleken.

Schets meetopstelling:

als 1C in 1D.



<u>koppelingssassen:</u>	inbouwlengte	hoek A	hoek B	W/Z	type
--------------------------	--------------	--------	--------	-----	------

Trekker: IH 644.

Gewasbestand: als 2A *dwz: "ZWAAR"*

Instelling apparatuur:

meetbereik toeren:	500	
meetbereik moment:	50	
papiersnelheid :	2	m/sec.

Voorwaarden / Resultaten:

5.1 Falazet 185 bij 11 km/h.

6.1 Cm 185 H bij 11 km/h.

Resultaten:

5.1.	n _{gem.} = 524	M _{gem.} = 28,8 kgm	P _{gem.} = 20,49 pk.
6.1.	n _{gem.} = 527	M _{gem.} = 21,67	P _{gem.} = 15,95 pk.

Opm.: Ook de "kale" Falazet 185" was in 3H niet te trekken met de 644.

B.6.1

Meetobject: PZ-Kneuzer TK 185 (aangebouwd aan een CM 185H)

Uitvoerder: P.Hommes.

Doelomschrijving: Vergelijkende meting met een Condizet 185.

Schets meetopstelling:

zie veldmeetrapport 1.

<u>keppelingsassen:</u>	inbouwlengte	hoek A	hoek B	W/Z	type
-------------------------	--------------	--------	--------	-----	------

Trekker: IH-644

Gewasbestand: Zeer dichte stoppel (2^o snede) met verrotte ingezakte zwaden van de 1^o snede. Gewashoogte 40 cm.

Instelling apparatuur:

meetbereik toeren:	1000
meetbereik moment:	50
papiersnelheid :	2 m/sec.

Voorwaarden / Resultaten: (kneusplaat afstelling "dicht" = 26 mm)

- 1.1. langzaam opstarten (0-540 o.p.m.)
- 1.2. versnelling: 1H (6 km/h)
- 1.3. ,, : 2H (11 ,,)
- 1.4. ,, : 3H (17 ,,)

Resultaten:

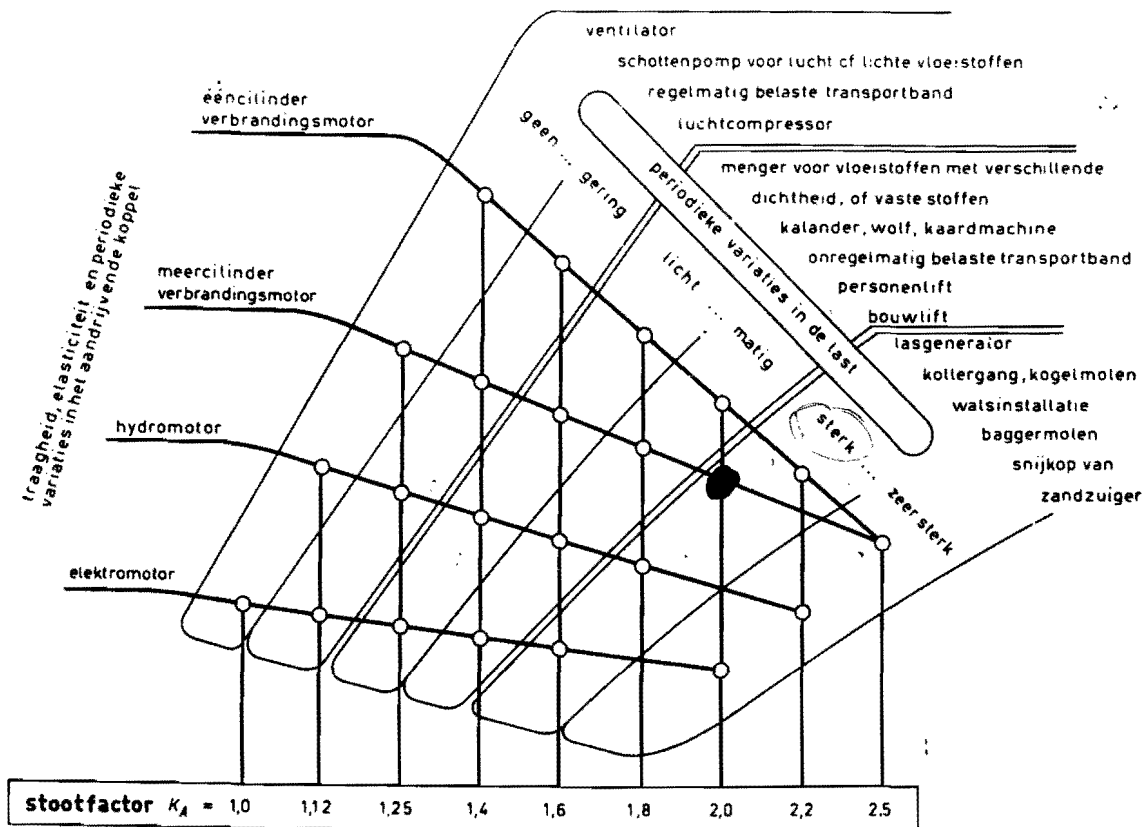
1.1.	n= 850	M= 3 kgm	P= 3.56 Pk.
1.2.	n=830	M= 6	P= 6.95
1.3.	n=810	M= 6.5	P= 7.35
1.4.	n=760	M= 7.5	P= 7.96

Tabel 3.1

Stootfactor K_A voor verschillende soorten bedrijf.

Bijlage 7.

Tabellen bij sterkteberekeningen.



TECHNISCHE HOOGESCHOOL DELFT WERKTUIG-BOUWKUNDE	STUDIEVAK: Constructie-elementen II, w62	COLLEGE-PLAAT Nr.: w.62.3a	GET.	DATUM: sept. 1979
	Stootfactor K_A	D.nr:	U.D.C.:	WIJZ.:

Tabel 3.2

Dynamische toeslagfactor K_v voor rechte tandwieloverbrengingen.

Rechte of schuine tanden	Hardheid van het wiel in N/mm^2	Overlappingsquotiënt ϵ_β	K_v
recht	< 3500	-	$1,19 v^{0,1}$
recht	> 3500	-	$1,12 v^{0,1}$
schuin	< 3500	< 0,8	$1,19 v^{0,1}$
schuin	> 3500	< 0,8	$1,12 v^{0,1}$
schuin	< 3500	> 0,6	$1,12 v^{0,1}$
schuin	> 3500	> 0,8	$1,06 v^{0,1}$

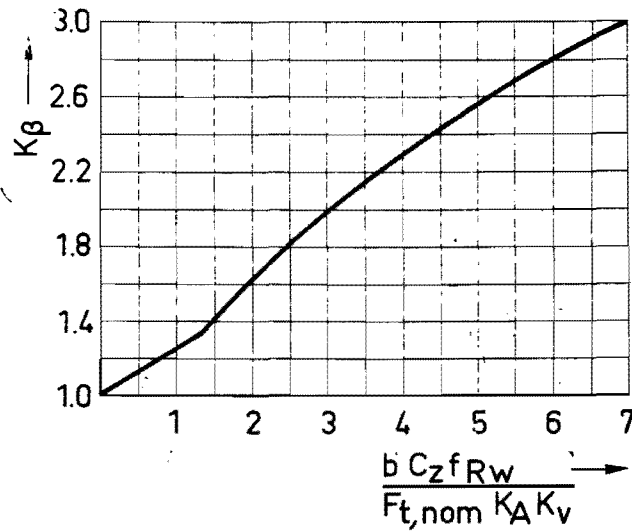
v = omtrekssnelheid op de bedrijfssteekcirkel in m/s

Tabel 3.3

Uitgewerkte getalwaarden van K_v

v in m/s	$1,19 v^{0,1}$	$1,12 v^{0,1}$	$1,06 v^{0,1}$
0,1	0,95	0,89	0,84
0,2	1,01	0,95	0,90
0,4	1,09	1,02	0,97
0,6	1,13	1,06	1,00
0,8	1,17	1,09	1,03
1	1,19	1,12	1,06
1,4	1,23	1,16	1,10
2	1,28	1,20	1,14
3	1,33	1,25	1,18
4	1,37	1,29	1,22
5	1,40	1,32	1,25
6	1,42	1,34	1,27
8	1,47	1,38	1,31
10	1,50	1,41	1,33
12	1,53	1,44	1,36
14	1,55	1,46	1,38
16	1,57	1,48	1,40
18	1,59	1,50	1,42
20	1,60	1,51	1,43
25		1,55	1,46
30		1,57	1,49
40		1,62	1,53
50		1,66	1,57

TECHNISCHE HOGESCHOOL DELFT WERKTUIG- BOUWKUNDE	STUDIEVAK: Constructie-elementen II, w62	COLLEGE- PLAAT Nr:	GET.	DATUM: sept. 1979
	Dynamische toeslagfactor K_v	w.62.3b		WIJZ.:
		D.nr:	U.D.C.:	



Figuur 3.9.
Inbouwfactor K_B

Tabel 3.4 Tandafwijking g_m voor verschillende kwaliteitsklassen volgens DIN 3962.									
Kwaliteitsklasse	12	11	10	9	8	7	6	5	4
Tandafwijking g_m in μ	4	3,2	2,6	2,0	1,6	1,3	1,0	0,8	0,64

Tabel 3.5 Veerconstante C_z voor verschillende materiaalparingen.	
Materiaalparing	Veerconstante C_z in $N/(mm \mu)$
staal/staal	10
gietijzer/staal	7,4
gietijzer/gietijzer	5,5

Tabel 3.10.

Priemgetallen tussen 100 en 200.

Priemgetal	101, 103, 107, 109, 113, 127, 131, 137, 139, 149, 151, 157, 163, 167, 173, 179, 181, 191, 193, 197, 199.
------------	--

*sprongsterkte bij
oneindige levensduur*
*feelpuistroming
bij N > 10⁷*

Tabel 3.11.

Mechanische eigenschappen van materialen voor tandwielen.

experimenteel volgens Miemann

Nr.	Materiaalgroep	Aanduiding	Warmtebe- handeling	Treksterkte in N/mm ²	Richtwaarde vloeigrens of 0,2- rekgrens in N/mm ² .	H Hardheid in N/mm ²		$\sigma_{H_{\infty}}$ in N/mm ²	$\sigma_{S_{\infty}}$ 1) in N/mm ²
						kern	flank		
1	Grijs gietijzer	GG 20	-	200	-	1700	310	50	
2		GG 26	-	260	-	2100	380	60	
3		GG 35	-	350	-	2300	415	80	
4	Nodulair gietijzer	GN 42	-	420	280	1700	360	200	
5		GN 60	-	600	420	2500	490	220	
6		GN 80	-	800	-	2750	560	230	
7		GN 100	-	1000	-	3000	610	240	
8	Smeedbaar gietijzer	GSm T 35	-	350	190	1400	360	190	
9		GSm P 65	-	650	390	2350	490	230	
10	Gietstaal	GST 52	-	520	260	1500	390	150	
11		GST 60	-	600	300	1750	450	175	
12	Constructie- staal, onge- legeerd	Fe 42	-	420 : 500	250	1250	420	160	
13		Fe 50	-	500 : 600	290	1500	510	190	
14		Fe 60	-	600 : 720	330	1800	610	210	
15		Fe 70	-	700 : 850	360	2080	710	240	
16	Veredel- stalen	Ck 22	veredeld	500 : 600	300	1400	400	195	
17		Ck 45 N	norm.gegloeid	600 : 720	400	1850	540	220	
18		Ck 60 N	norm.gegloeid	700 : 850	490	2100	610	250	
19		34 Cr 4	veredeld	750 : 900	650	2600	760	300	
20a		37 Mn Si 5	veredeld	700 : 850	450	2300	635	300	
20b		37 Mn Si 5	veredeld	800 : 950	550	2600	700	310	
21a		42 Cr Mo 4	veredeld	900 : 1050	650	3000	760	310	
21b		42 Cr Mo 4	veredeld	1000 : 1200	800	3300	825	310	
22a		34 Cr Ni Mo 6	veredeld	1000 : 1200	800	3250	825	320	
22b		34 Cr Ni Mo 6	veredeld	1100 : 1300	900	3550	890	330	
23		Carboneer- stalen	Ck 15	gecement., gehard	500 : 650	300	1900 6370	1600	220
24	16 Mn Cr 5		idem	800 : 1100	600	2700 6400	1630	410 *	
25	20 Mn Cr 5		idem	1000 : 1300	700	3500 6400	1630	460	
26	15 Cr Ni 6		idem	900 : 1200	650	3000 6400	1630	430	
27	18 Cr Ni 8		idem	1200 : 1400	800	3900 6400	1630	460	
28	Staal voor vlam- of inductiehard	Ck 45	opp. gehard	650 : 800	400	1900 5800	1240	250	
29		37 Mn Si 5	idem	900 : 1050	650	2700 5500	1200	270	
30		41 Cr 4	idem	900 : 1050	650	2700 5600	1230	280	
31	Nitreeerstalen	37 Mn Si 5	bad genitreeerd	700 : 850	-	2200 6000	1270	300	
32		34 Cr Al 6	idem	750 : 950	-	2500 7000	1420	310	
33		31 Cr Mo V 3	gas genitreeerd	900 : 1150	-	3000 6000	1270	320	

* zie figuur 3.23!

- 1) De minimumkromtestraal in de overgangskromme naar voetcirkel moet $\geq 0,2$ modulus
De wisselsterkte van de tandvoet is 70% van de sprongsterkte.
- 2) Wanneer de materialen 10 t/m 22 gecombineerd worden met gehard staal, dan zijn de $\sigma_{H_{\infty}}$ -waarden van deze materialen tot 35% groter.
Deze cijfers gelden wanneer ook de voetaansluiting en het oppervlak van de voetcilinder gehard zijn.
Bij geheel doorharden is de sprongsterkte 20% lager...

TECHNISCHE HOOGESCHOOL DELFT WERKTUIG- BOUWKUNDE	STUDIEVAK: Constructie-elementen II, w62		COLLEGE- PLAAT Nr: w.62.3f	GET.	DATUM: sept.1979
	Priemgetallen tussen 100 en 200. Mechanische eigenschappen van materialen voor tandwielen.				WIJZ.: 18.7.4.
			D.nr:	U.D.C.:	

Bijlage 8

KWALITEITSKLASSEN.

Tabel 3.15.
Richtlijnen keuze kwaliteitsklasse met betrekking tot de bestemming.

Tandwielen bestemd voor:	Kwaliteit volgens DIN 3962
Tandwielmeetapparatuur	2 3 4
Vliegtuigen	3 4 5 6
Persoonauto's	3 4 5 6 7
Meetapparaten	5 6 7
Turbines	5 6 7
Gereedschapswerktuigen (geharde tandwielen)	5 6 7 8
Klokken en "fijnmechanische" apparaten	5 6 7 8 9 10
Railvoertuigen	6 7 8
Vrachtauto's	6 7 8 9
Gereedschapswerktuigen (ongeharde tandwielen)	6 7 8 9 10
Drukkerijmachines	6 7 8 9 10
Textielmachines	6 7 8 9 10 11 12
Landbouwtractoren, maaimachines	7 8 9 10
Hefwerktuigen, transportinrichtingen	7 8 9 10 11 12

Ontleend aan:

Apitz e.a.: Die DIN Verzahnungstoleranzen und ihre Anwendung,
Braunschweig.

TECHNISCHE HOOGESCHOOL DELFT WERKTUIG- BOUWKUNDE	STUDIEVAK: Constructie-elementen, w62	COLLEGE- PLAAT Nr: w.62.3i	GET.	DATUM sept. 1979
	Richtlijnen keuze kwaliteitsklasse met betrekking tot de bestemming.	D.nr:	U.D.C.:	WIJZ.:

B.8

Bijlage 9

Verwachte prijzen van meedstukken zonder verbanding.

PZ-CODE	BLW-NR.	Z	GEWICHT BEWERKT WIEL (ge)	ASGAT DIAM. D [mm]	MAAF-LENGTE l [mm]	$l \times \frac{\pi D^2}{4}$ $* 7.8 \cdot 10^{-3}$	GEWICHT SNEEDST. (ge)	Prijs [HFL]	OPMERK.
EHB		20					730	4.10	CYLINDRISCH TANDWIEL. 16 Mn Cr 5.
MTS1	3648	15	430	25	38	14.6	576	3.23	
MTS8	3649	23	1200	25	35	134	1334	7.47	

* Gerekend is met een meedstuk zonder asgat.
 Inhoud asgat is $l \times \frac{1}{4} \pi D^2$.

* Soortelijke gewicht staal : $7.8 \cdot 10^{-3} \text{ ge/mm}^3$.

* EHB : $730 \text{ ge} \hat{=} f 4.10$
 dus $1 \text{ ge} \hat{=} f 0.0056$

* Gewicht van het materiaal in de tandholte is verwaarloosd.

Bijlage 10

Suggesties tot materiaalbesparing

We beschouwen de 23-tands-tandwielen, nl:

B.h. W.	P.Z.
3649	M.T. 58
5644	M.H. 505
5644	C.K. 49
5717	M.T. 337

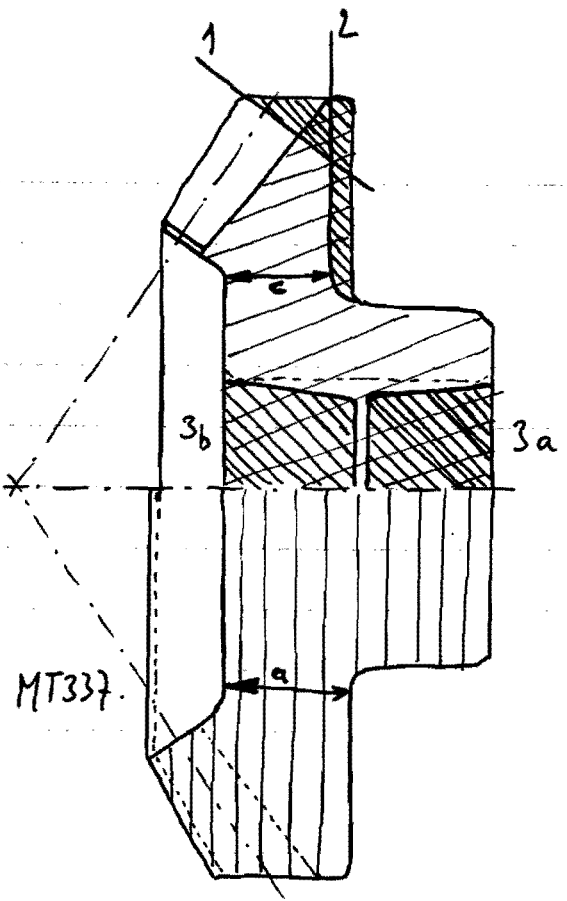


fig B10.1.

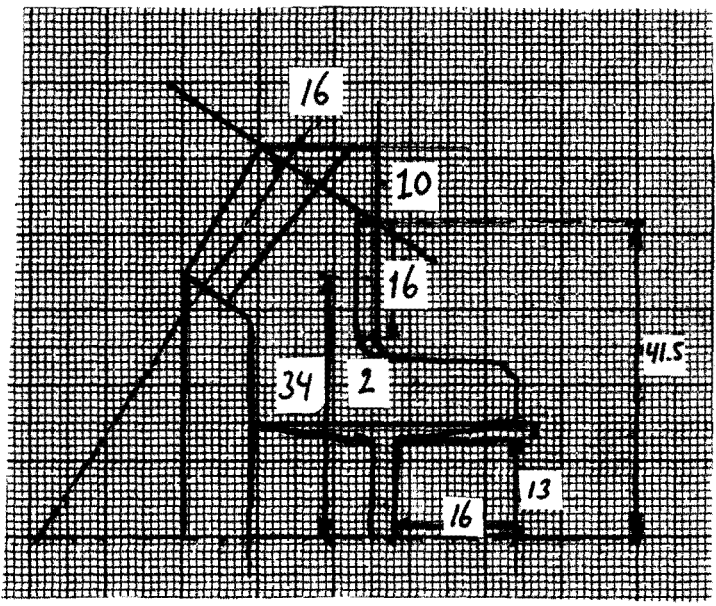


fig B10.2.

Figuur B 10.1. toont drie maal de M.T. 337.

In de bovenste helft komt de buitenste contour overeen met de huidige M.T. 337 (dicht anget) (grove afwerking $////$)
De onderste helft stelt een ruw overtand smeedstuk voor waaruit de M.T. 337 verspaand kan worden. (vertikale afwerking)

De voorgestelde materiaalbesparing op het ruwe, overtande smeedstuk is in de bovenste helft aangegeven met de fijne afwerking ($////$).

namelijk:

lijn 1: mag loodrecht op de steekkegellijn staan. Het tandstuk aan de buitenkant wordt niet gebruikt door het tandheel. Er ontstaat een buitenkegel.

lijn 2: geeft de nieuwe ligging van het achtervlak aan.

Bij de bovengenoemde 23-tands wielen geldt: $a = 17 \text{ mm}$.

Bij de A.M. 441 (inmiddels uit productie) geldt: $a = 14 \text{ mm}$

Doorstel: maak $e = 14 \text{ mm}$

Punt 3: Een deel van het anget kan al in het smeedstuk worden opgenomen. Dat scheelt materiaal, en bovendien hoeft er minder materiaal uit het anget te worden verspaand.

Opmerking: de naallengte mag niet kleiner iem.

- spie lengte

- kanteffect a.g.v. ruwe vorming

Het ziet er naar uit dat deze 3 ingrepen geen nadelige invloed hebben op de mechanische eigenschappen van zo'n tandwiel.

Er wordt zodoende bespaard op:

- materiaal

- verspanende bewerking

- hardingskosten (gaat "per kg")

Een indicatie van de materiaalbesparing :

methode : fijn gearceerde oppervlakte 1, 2, 3a en 3b opgemeten

bepaald : zwaarte punt plus straal

straal \times oppervlakte = volume

Volume \times soortelijk gewicht \times prijs per gram

$\text{mm}^3 \times \text{ge/mm}^3 \times \text{h.fl./ge}$



bijlage 9

h.fl. 0.0056/ge.

prijs smeedstuk M.T. 58 is geschat. op f 7.47

zie figuur B.10.2:

$$\text{I: } 2\pi \times 48 \times \left[\frac{1}{2} (16+10) \right] = 24.127 \text{ mm}^3 \cong 188 \text{ ge.}$$



$$41.5 + \frac{2}{3} (10) = 48$$

$$\cong \text{f } 1.05$$

$$\frac{1.05}{7.47} \times 100\% = 14\%$$

$$\text{II: } 2\pi \times 34 \times [2 \times (16+1+1)] = 7691 \text{ mm}^3 \cong 60 \text{ ge.}$$

$$\cong \text{f } 0.34$$

$$\frac{0.34}{7.47} \times 100\% = 5\%$$

$$\text{III: } 2 \left\{ 16 \left[\pi (13+1)^2 \right] \right\} = 19704 \text{ mm}^3 \cong 154 \text{ ge.}$$

$$\cong \text{f } 0.86$$

$$\frac{0.86}{7.47} \times 100\% = 12\%$$

Totaal : $14 + 5 + 12\% = \underline{31\%} \cong \text{f } 2.30$ per wiel.