

Het ontwerp van een vorkuitbuiger

Citation for published version (APA):

van Heereveld, D. J. P. (1993). *Het ontwerp van een vorkuitbuiger*. (TH Eindhoven. Afd. Werktuigbouwkunde, Vakgroep Produktietechnologie : WPB; Vol. WPA1599). Technische Universiteit Eindhoven.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1993

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

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

[Link to publication](#)

General rights

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

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

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

www.tue.nl/taverne

Take down policy

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

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

**TECHNISCHE UNIVERSITEIT EINDHOVEN
FACULTEIT DER WERKTUIGBOUWKUNDE
VAKGROEP PRODUKTIE TECHNOLOGIE EN -AUTOMATISERING**

**HET ONTWERP VAN EEN
VORKUITBUIGER**

Onderzoeksopdracht door:

D.J.P. van Heereveld

Rapportnummer: WPA-1599

Verslag onderzoeksopdracht

Hoogleraar : prof.ir. J.M. van Bragt
Begeleiders : ir. G.S.J. Peters
 : F.G.J. Soers

Eindhoven, september 1993

Samenvatting

Een bestaand en in massa geproduceerd ontwerp, in dit geval een vorkuitbuiger, is geanalyseerd en herontworpen voor fabricage in kleinere series en op specifieke produktiemiddelen, waarbij voor het laswerk een lasmal wordt gebruikt die zowel voor handmatig als voor automatisch lassen geschikt is. De totale ontwerpcyclus, uitgevoerd volgens de projectstrategie van Prof. van Bragt [9], is in zijn geheel uitgevoerd zodat het resultaat een direct te fabriceren ontwerp is.

Na een analyse van bestaande oplossingen en het buigproces is een eisenpakket opgesteld. Aan de hand hiervan is met behulp van bestaande ontwerpstechnieken en methodieken een nieuwe uitbuiger ontworpen.

Tot slot is het ontwerp uitgewerkt tot samenstellingstekeningen en mono's op het Unigraphics II CAD-systeem.

Voorwoord

Dit verslag is de schriftelijke rapportage van een onderzoeksopdracht die uitgevoerd werd bij de sectie "Specifieke Produktiemiddelen" van de vakgroep "Produktietechniek en -automatisering" van de Technische Universiteit Eindhoven. Deze opdracht is onderdeel van de doctoraalfase en bedoeld als voorbereiding op de eindstudie opdracht.

De opdracht is uitgevoerd volgens de Projectstrategie zoals die binnen bovengenoemde vakgroep wordt gehanteerd. Bij het schrijven van dit rapport heb ik geprobeerd om deze strategie zo duidelijk mogelijk naar voren te laten komen. De meeste (complexe) berekeningen zijn in aparte bijlagen opgenomen, net als alle extra, doch essentiële informatie die de lijn van het verhaal zou kunnen vertroebelen. Hierdoor zal de lezer de aanpak en het steeds gedetailleerder wordende aandachtsniveau van de ontwerpcyclus eenvoudig kunnen volgen.

Tot slot zou ik vanaf deze plaats mijn begeleiders, Dhr. Peters en Dhr. Soers willen bedanken voor hun tijd en adviezen zoals ze mij die hebben gegeven.

Daan van Heereveld

Inhoudsopgave

Samenvatting	1
Voorwoord	2
1. Inleiding	5
2. Het ontwerp	6
2.1 oriëntatie	6
2.1.1 Analyse bestaande ontwerpen	6
2.1.2 Het krachtenspel	7
2.1.3 Eisenpakket	10
2.2 Concept	11
2.2.1 Functie analyse	11
2.2.2 Alternatieven	11
2.2.3 Morfologisch schema	12
2.2.4 Afweging alternatieven	14
2.3 Voorontwerp	14
2.3.1 Uitvoering werkingsprincipe	15
2.3.2 Keuze	15
2.4 Dimensionering voorontwerp	16
2.4.1 Uitvoering spindel	16
2.4.2 Uitvoering body	18
2.4.2.1 Vorm en dimensionering profiel	18
2.4.2.2 Onderdelen	19
2.4.2.3 Samenstelling body	21
2.4.3 De lopende klem	21
2.4.4 Ergonomie	22
2.4.5 De handgreep	22
2.4.6 De onderzijde	22
2.4.7 De glijringen	23

<i>Het ontwerp van een vorkuitbuiger</i>	4
2.5 Toleranties	23
2.6 Bewerkingsvolgorde en montagevoorschrift	23
3. Invoeren in UG-II CAD-systeem	24
3.1 Invoermethodiek	24
3.2 Overzicht tekeningen	25
3.3 Conclusies	25
4. Conclusies en aanbevelingen	26
Literatuur	27
Bijlagen	29
Bijlage I: Opdrachtschrijving	30
Bijlage II: Projectstrategie	31
Bijlage III: Berekening krachten	33
Bijlage IV: Keuze alternatieven	36
Bijlage V: Beoordelingscriteria en afweging alternatieven	37
Bijlage VI: Berekening spindel	39
Bijlage VII: Berekening U-profiel	43
Bijlage VIII: Verschil Trapezium / Metrische schroefdraad en herberekening spindel	45
Bijlage IX: Berekening lagerhoogte	47
Bijlage X: De lasmal	48
Bijlage XI: Toleranties	49
Bijlage XII: Bewerkingsvoorschriften en montagevolgorde	52
Bijlage XIII: Kooponderdelen	53
Bijlage XIV: Samenstellingstekeningen	54

1. Inleiding

Het verwisselen van een achterband van een normale (sport-)fiets is een tijdrovend en lastig karwei. Doordat vaak het hele achterwiel verwijderd moet worden, moeten eerst alle op de as gemonteerde delen worden verwijderd. Na het ontspannen en losnemen van de ketting kan het wiel uit het frame worden geschoven waarna er een nieuwe band kan worden opgelegd. Vervolgens moeten al de bewerkingen nog eens in omgekeerde volgorde gedaan worden waarna de ketting weer op de juiste spanning moet staan en ook het wiel goed moet sporen. Al deze redenen zijn er de oorzaak van dat veel mensen het vernieuwen van een achterband vaak lang uitstellen of door een (dure) fietsenmaker laten doen.

Om het verwisselen van een achterband te vereenvoudigen is er in de handel een hulpgereedschap verkrijgbaar waarmee het mogelijk is een achterband te verwisselen zonder dat het nodig is om het hele wiel los te schroeven. Hierbij kan zelfs de ketting op spanning blijven staan. Na het wegnemen van de moer, alle bevestigingen en op de as geschoven ringetjes aan de andere zijde dan waar het kettingwiel zit, kan het fietsframe zover uitgebogen worden dat er een ruimte tussen de achtervork en het bewuste as-einde ontstaat die groot genoeg is om een binnen- en een buitenband doorheen te kunnen schuiven.

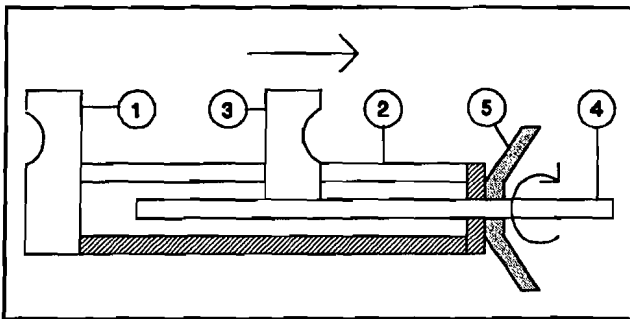
Deze "vorkuitbuigers" worden voornamelijk in middelgrote tot grote series gefabriceerd. Het ontwerp en de fabricagemethoden voor deze hulpgereedschappen zullen door de seriegrootte zijn bepaald. In dit verslag zal gekomen worden tot een nieuw ontwerp, dat in tegenstelling tot de op de markt verkrijgbare typen niet in grote series, maar slechts in kleine series of slechts in enkelstuksfabricage geproduceerd kan gaan worden op universele produktiemachines. Eventueel laswerk hierbij moet uitgevoerd kunnen worden in de FALC-cel zoals die binnen de vakgroep WPA is opgesteld. Om tot een optimaal ontwerp hiervoor te komen worden eerst de bestaande typen geanalyseerd, wordt een eisenpakket opgesteld waarna de hele ontwerpcyclus opnieuw doorlopen wordt. Hierbij zal gewerkt worden volgens de projectstrategie van Prof. van Bragt [9].

2. Het ontwerp

2.1 Oriëntatie

2.1.1 Analyse bestaande ontwerpen

Op de markt zijn een tweetal typen zogenaamde "vorkuitbuigers" verkrijgbaar. Het eerste, meest eenvoudige type (winkelprijs ± Fl. 8,-; zie figuur 1) werkt als volgt:



figuur 1: markttype 1

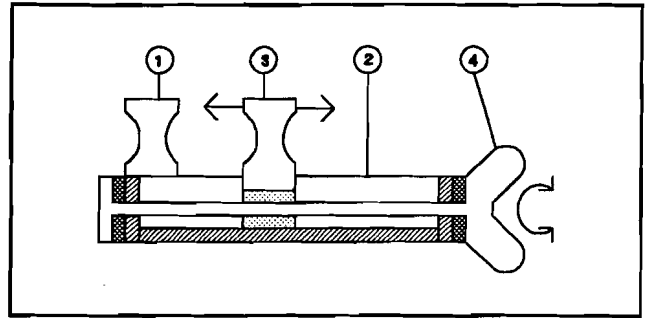
Bek 1 zit star verbonden aan buis 2. Bek 3, star verbonden aan schroefspindel 4 kan door een gleuf in buis 2 op en neer bewegen. Deze beweging wordt teweeg gebracht door het draaien aan "vleugelmoer" 5. Hierbij kan alleen een kracht overgebracht worden indien bek 3 in de

tekening naar rechts beweegt, dus alleen tijdens het uitbuigen. Het valt op dat er geen maatregelen getroffen zijn om de axiale wrijving tussen de moer en de klem te beperken. Er is slechts een heel klein contactoppervlak en bij grotere belasting kunnen dus heel snel vreet-verschijnselen ontstaan waardoor de wrijving zeer groot wordt. Ook moet hier de schroefdraad terwijl deze omhoog bewogen wordt een radiale kracht opvangen. Hierdoor ontstaat ook extra wrijving en kunnen de schroefdraad en de radiale ondersteuning snel slijten. Tevens bestaat de onderste klem uit een gebogen staalplaatje wat niet erg degelijk over komt. Verder is er een grote scheefstelling mogelijk tussen de onderste en de bewegende klem.

Een tweede, luxueuzer, zwaarder en op het eerste gezicht degelijker type ("vork-fix"; winkelprijs ± Fl. 18,-; zie figuur 2) werkt volgens een soortgelijk principe, maar in een hele andere uitvoering:

Bek 1 is star verbonden met U-profiel 2 waarin bek 3 op en neer kan schuiven. Deze beweging geschiedt doordat bek 3 is voorzien van een inwendige schroefdraad. Dus door het draaien aan de -tweezijdig opgesloten- spindel met vleugelgreep 4 kan bek 3 zowel

naar links als naar rechts bewegen waardoor deze uitbuiger ook gebruikt kan worden om de uitgebogen vork weer samen te knijpen. Hierdoor kunnen alle bevestigingen, ringetjes en moer eenvoudiger weer aangebracht worden. Hierbij blijft de spindel op trek belast en dus



figuur 2: markttype 2

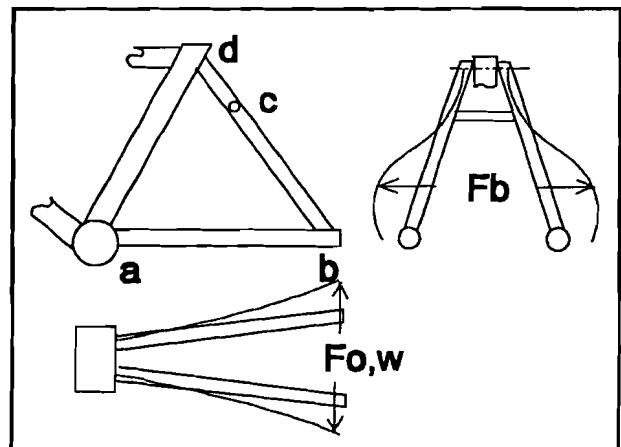
hoeft er geen rekening gehouden worden met knikgevaar van deze spindel. Ook is door een beter ontwerp (glijden van een blok in een U-profiel) minder scheefstand mogelijk tussen de twee klemmen.

2.1.2 Het krachterspel

Voordat er functionele eisen voor de vorkuitbuiger opgesteld kunnen worden zal eerst gekeken moeten worden naar welke krachten op het gereedschap komen te werken en of de gewenste verplaatsingen gerealiseerd kunnen worden zonder dat het fietsframe beschadigd raakt.

De kracht die de vorkuitbuiger moet leveren kan met behulp van een eenvoudig model globaal bepaald worden. Hierbij wordt gebruik gemaakt van de technieken en vergeet-me-nietjes zoals deze in het college Continue 1-dimensionale systemen behandeld zijn.

De achtervork van een fiets bestaat, zoals te zien is in figuur 3, uit vier buizen. De eerste twee lopen horizontaal vanaf de trapas (a) tot de achteras (b) en zijn ook het dikste. De andere beginnen bij deze laatste as waar zij zitten vastgelast aan de eerste buizen en eindigen onder het zadel (d) waar zij zitten gelast of geschroefd aan de verticale framebuis.

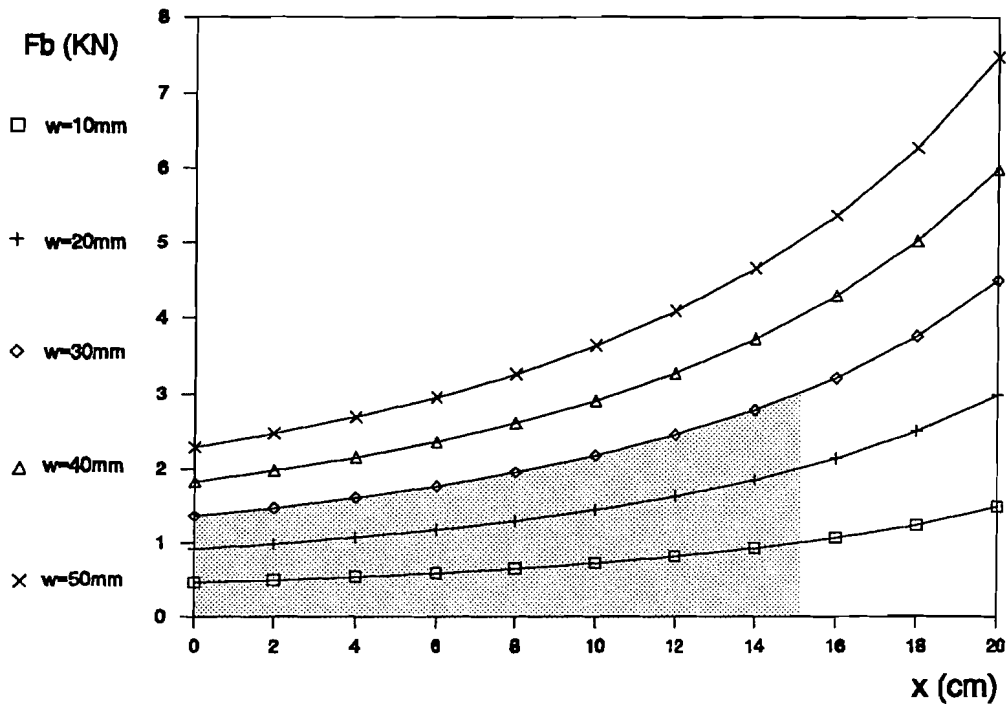


figuur 3: vorm en vervorming

Om grote inklemmomenten en plastische vervormingen in het punt onder het zadel te voorkomen en om de stijfheid te vergroten is er tussen de laatste twee buizen net boven het wiel, ter plekke van het spatbord (c) een tussenstang gelast.

De vorkuitbuiger wordt zo dicht mogelijk bij de as tussen de twee verticale framebuizen gezet en oefent een kracht ter grootte van F_b uit op het frame. Hierdoor zal de hele achtervork -in beginsel- elastisch vervormen. De kracht is aangegeven in figuur 3, evenals de -overdreven- vervormingen die gestippeld zijn getekend. Plaatsing van de uitbuiger tussen de horizontale buizen zou gezien het verloop van de kracht en de vervormingen gunstiger zijn, de kracht wordt dan direct uitgeoefend op de dikste buizen met de grootste buigstijfheid. Deze plaats is echter meestal door de ketting(-kast) niet zonder meer bruikbaar. Per definitie moet de vorkuitbuiger zo dicht mogelijk bij de as van het achterwiel geplaatst worden omdat er dan met een zo klein mogelijke kracht een zo groot mogelijke verplaatsing bereikt kan worden, waarbij de lokale vervormingen in het frame het kleinst blijven. Zo is de kans op falen van het hulpgereedschap en op schade aan het frame door scheuren of blijvende vervormingen het kleinst. Omdat het niet altijd mogelijk is de uitbuiger helemaal tegen de as te plaatsen (te weinig ruimte tussen de spaken; grote (rem-)naaf) moet er rekening mee gehouden worden dat het gereedschap ook verder van de as te gebruiken moet zijn. Als de afstand tot de as x en de opening die gecreëerd wordt w genoemd wordt, dan volgt uit bijlage III het verband dat is weergegeven in figuur 4.

Om het frame niet te beschadigen, is er een controle op de optredende spanningen in het frame nodig. Hierbij mag de maximaal optredende spanning niet boven de vloeispanning van het materiaal komen. Deze maximale spanning zal optreden in buis b-d op plaats c, waar de tussenstang gelast is. Indien de uitbuiger 15 cm van de as wordt geplaatst en bij de as een opening van 3 cm gecreëerd wordt (dit is ongeveer nodig om een band makkelijk doorheen te krijgen; 1,5 cm voor het vrije as-einde en 1,5 cm om de band door te kunnen halen) bedraagt de maximale spanning in het frame 750 N/mm^2 . Dit ligt waarschijnlijk net boven de vloeigrens van het frame en is dan ook genoeg om de vork buiten het elastisch gebied te vervormen. Aangenomen kan worden dat de kracht die de uitbuiger moet leveren niet boven de voor dit geval geldende F_b zal komen, omdat het verloop van de trekkromme leert dat buiten het elastisch gebied minder kracht voor een grotere



figuur 4: werkgebied uitbuiger

verplaatsing nodig is (kromme verloopt vlakker). Voor het verdere verloop van het ontwerpproces zal worden aangenomen dit het maximaal toelaatbare belastingsgeval is. Zodoende kan in de grafiek van figuur 4 het werkgebied van de uitbuiger aangegeven worden. Hetgeen hierin als gestippeld is weergegeven.

Deze berekening is slechts een oriëntatie om de maximaal op de uitbuiger werkende krachten te berekenen. De potentiële gebruiker dient vooraf geïnstrueerd te worden de uitbuiger zo dicht mogelijk bij de as te plaatsen en de vork niet verder uit te buigen dan noodzakelijk is om de band te kunnen verwisselen. Dit om schade aan zijn/haar fiets te voorkomen.

2.1.3 Eisenpakket

Allereerst kan begonnen worden met het opstellen van het eisenpakket van de vorkuitbuiger. Hierbij zijn de eisen opgedeeld in eisen t.a.v. functie en kwaliteit en eisen t.a.v. de wisselwerking met de omgeving. Verder zijn de eisen ingedeeld in een A- en een B-categorie waarbij de A-eisen de vaste eisen zijn waaraan zeker moet worden voldaan en de B-eisen meer als wensen beschouwd kunnen worden.

Eisen t.a.v. Functie en kwaliteit

- (A) Bruikbaar zijn voor het hele werkgebied (tot 15 cm van de as)
- (A) Moet vork ter plekke van de achteras 3 cm uit kunnen buigen.
- (A) Uitbuigen vork moet geleidelijk en beheerst gebeuren.
- (A) In uitgebogen toestand moet vork gefixeerd kunnen worden.
- (A) Door 1 persoon te bedienen zijn (ergonomisch verantwoord, eenvoudige handling).
- (A) Beheerst en geleidelijk te ontlasten.
- (A) Bij normaal gebruik mag de lak van de fiets niet kunnen beschadigen.
- (A) Bruikbaar zijn voor alle soorten fietsen.
- (B) Functioneren zonder hulp van andere apparaten.
- (B) Liefst met spierkracht bediend kunnen worden.
- (B) Uitgebogen vork ook weer aan kunnen drukken.

Eisen t.a.v. Wisselwerking met omgeving

- (A) Mag weinig tot geen onderhoud vergen.
- (A) Moet draagbaar zijn; mag geen fixatie aan vaste wereld hebben.
- (A) Moet op universele produktiemachines te vervaardigen zijn.
- (A) Laswerk moet geïntegreerd kunnen worden in de FALC-cel
- (B) Eenduidig en eenvoudig bedienbaar zijn.
- (B) Zo goedkoop mogelijk zijn.
- (B) Moet veilig zijn in gebruik (stabiliteit, uitstekende delen).
- (B) Gewicht en afmetingen zo klein mogelijk.

2.2 Concept

2.2.1 Functie analyse

De hoofdfunctie van het hulpgereedschap kan als volgt omschreven worden:

Het creëren van een ruimte tussen de achteras en het frame van een fiets.

Deze hoofdfunctie kan opgesplitst worden in vijftal deelfuncties, te weten:

1. **Aangrijpen;** de aangrijping/inklemming van het frame.
2. **Bewegen;** het uit elkaar bewegen van de twee bekken.
3. **Fixeren;** het fixeren van de vork in uitgebogen toestand.
4. **Ontlasten;** het verwijderen van de bij 2. en/of 3. aangebrachte kracht- of vormsluiting.
5. **Terugbrengen;** het terugbrengen van de vork in uitgangspositie.

2.2.2 Alternatieven

Deze deelfuncties kunnen door verschillende componenten vervuld worden. Er zijn een aantal alternatieven voor de deelfuncties opgesteld welke hieronder worden weergegeven.

Het aangrijpen kan gebeuren met een aanslag of een eenzijdige open bek. Ook kan een gesloten klem die vast aan frame komt te zitten gebruikt worden.

Het uit elkaar bewegen van de genoemde aangrijpingen kan gebeuren met een spindel/moer constructie, met een pneumatische of hydraulische cilinder, met een nokmechanisme, door het tussen drijven van een wig, met een stangenmechanisme, een kabel met lier, een tandwiel/heugel constructie of met een doorzet mechanisme zoals dat in een kitspuit gebruikt wordt.

Het fixeren kan krachtgesloten (zelfremmend, drukopbouw, schranken) of vormgesloten (pal, haak) gebeuren.

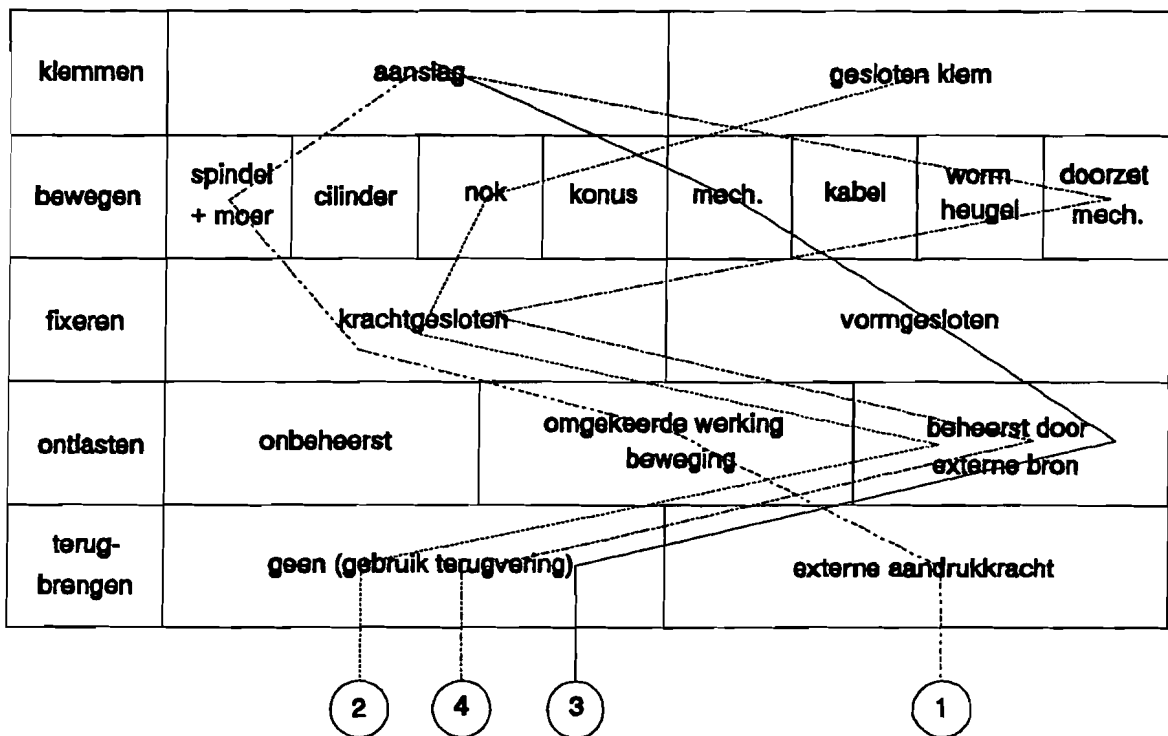
Het wegnemen van de uitbuigkracht kan onbeheerst gebeuren door het ineens wegnemen buigkracht. Beheerst ontlasten kan soms volgens omgekeerde werking van de uitbuigbewe-

ging en eventueel volgens een andere methode (bijv. veer, demper, regelbare uitstroomopening, extern element).

Het weer terugbrengen kan gebeuren met gebruik van eigen stijfheid en terugbuiging van frame of met een gedwongen verplaatsing door het gebruik een externe kracht voor het aandrukken van het frame (bijv. door omgekeerde werking van uitbuigen)

2.2.3 Morfologisch schema

Met deze alternatieven voor de verschillende deelfuncties kan een Morfologisch schema worden opgesteld. Uit dit schema kunnen een aantal mogelijke combinaties van de deelfuncties gehaald worden welke dan ten opzichte van elkaar worden afgewogen aan de hand van nader te bepalen selectie-criteria. In principe zijn er 192 combinaties van deelfuncties mogelijk, deze zijn echter niet allemaal ook werkelijk uitvoerbaar. In het morfologisch schema van figuur 5 zijn vier voor de hand liggende en werkelijk uitvoerbare combinaties aangegeven die verder onderzocht zullen worden teneinde tot een definitieve keuze voor het ontwerp te komen.



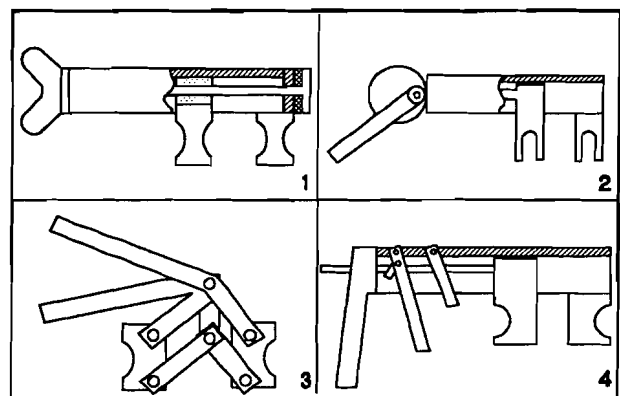
figuur 5: Morfologisch schema

Deze vier alternatieven die zijn geschetst in figuur 6, zijn op basis van mogelijke realiseerbaarheid gekozen. Vooral het bewegingsprincipe heeft hierbij een doorslaggevende rol gespeeld. In bijlage IV wordt besproken waarom bepaalde alternatieven zijn afgefallen.

De eerste mogelijkheid is door de schroefdraad zelfremmend. Hierdoor behoeven geen extra maatregelen getroffen te worden voor de fixatie en om te ontlasten. Een extra voordeel van dit alternatief is dat het mechanisme tweezijdig kan werken, waardoor ook de uitgebogen vork weer aangedrukt kan worden.

Alternatief 2 werkt met een nok, er kan hier gedacht worden aan een hefboom met excenternok. Om de stabiliteit te vergroten moet het gereedschap aan de vork vastzitten waardoor voor een combinatie met een gesloten klem gekozen is. Het geheel kan zo geconstrueerd worden dat de nok in de uiterste stand altijd zelfremmend is. Er hoeft dan geen extra fixatie aangebracht te worden. Om het ontlasten te beveiligen kan een weerstand worden ingebouwd waardoor de hefboom altijd onder controle gehouden kan worden.

Alternatief 3 werkt met een stangenmechanisme. Om dit gereedschap in geopende toestand te fixeren is een extra element nodig waarvoor een vormsluiting het meest logisch lijkt. Om het ontlasten van de vork in de hand te kunnen houden is een extra element dat de eerste kracht opvangt gewenst.



figuur 6: alternatieven uitbuiger

De laatste mogelijkheid werkt met een doorzetmechanisme dat werkt volgens het schrank-principe. Er is vanwege dit schranken geen extra fixatie nodig. Omdat het wegnemen van de fixatiekracht niet te reguleren is moet er een extra element zijn dat te plotseling terugveren van het frame voorkomt. Het mechanisme werkt eenzijdig waardoor het niet gebruikt kan worden om de vork ook weer dicht te drukken.

2.2.4 Afweging alternatieven.

Om tot een goede keuze te komen welk van de alternatieven het beste voldoet, worden ze getoetst aan de hand van de volgende vijf beoordelingscriteria:

- * snelheid van uitbuigen
- * degelijkheid
- * kosten
- * afmetingen
- * bediening

In bijlage V worden deze criteria nogmaals besproken en wordt daar aan ieder criterium een gewicht meegegeven. Aan de hand hiervan kunnen de voorontwerpen worden beoordeeld. De weging van de vier alternatieven is ook uitgewerkt en van commentaar voorzien opgenomen in diezelfde bijlage V. Hier wordt volstaan met het eindresultaat, waarbij van ieder alternatief het gewogen (volgens bovenstaande gewichten) en het ongewogen resultaat wordt gegeven.

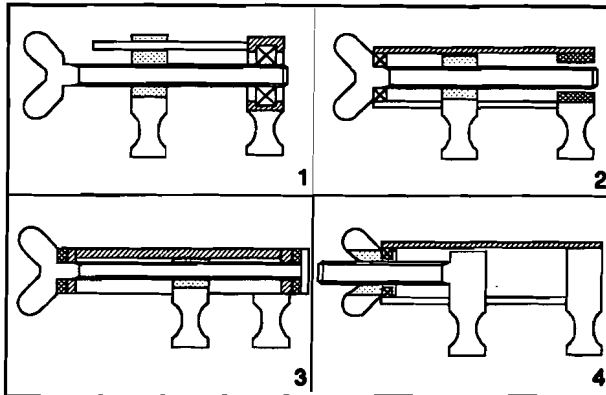
Alternatief	punten	gewogen
A1	19	350
A2	15	280
A3	16	290
A4	13	210

Uit deze weging blijkt dus dat alternatief 1 zowel in de ongewogen als in de gewogen vergelijking als beste naar voren komt. Het verdere ontwerp van de vorkuitbuiger zal dan ook uit de configuratie van alternatief 1 bestaan.

2.3 Voorontwerp

De volgende stap is het uitwerken van deze principe schets tot een gedetailleerd voorontwerp. Van het gekozen alternatief bestaan nog een aantal mogelijke uitvoeringsvormen. In de volgende paragraaf zullen enkele mogelijkheden besproken worden en zal meteen een keuze gemaakt worden voor het verdere ontwerp.

2.3.1 Uitvoering werkingsprincipe



figuur 7: principeschetsen

In figuur 7 zijn vier mogelijke ontwerp schetsen van het te gebruiken werkingsprincipe getekend. Bij de eerste mogelijkheid worden de twee klemmen ten opzichte van elkaar op hun plaats gehouden door een geleidestang. De spindel zit axiaal en radiaal opgesloten bij de onderste klem. Bij de tweede mogelijkheid gebeurt richten van de klemmen met een

profiel (kan zowel vierkant/rechthoekig als rond zijn). Het profiel zit star verbonden met de onderste klem. De totale lagering van de spindel is nu verplaatst naar de bovenzijde van het profiel. Bij het derde geval is in plaats van een enkele opsluiting de spindel nu op twee plaatsen radiaal ondersteund. De axiale verplaatsing wordt voorkomen door de twee kopvlakken. Bij de laatste mogelijkheid worden de klemmen eveneens door een profiel op hun plaats gehouden. De onderste klem zit star aan dit profiel verbonden terwijl de bewegende klem vast zit aan de spindel. De beweging wordt hier gecreëerd door het transleren van de spindel hetgeen gerealiseerd wordt door een soort vleugelmoer die tweezijdig axiaal is opgesloten ten opzichte van het profiel.

2.3.2 Keuze

Als eerste valt de eerste mogelijkheid af. Een eerste beschouwing op het krachtverloop leert dat de spindel hier tijdens het uitbuigen op druk zal worden belast. Er moet hier dus terdege rekening gehouden worden met knikgevaar. Hierdoor zal de spindel dikker moeten zijn dan bij belasting op trek. Resultaat wordt dan een zwaardere en loggere constructie.

Bij de overige varianten is de geleidestang vervangen door een geleideprofiel. Het profiel zal hier de eerder genoemde drukkracht opvangen. Waarschijnlijk kan een dergelijke constructie toch lichter blijven dan de eerste, omdat een profiel een grotere buigstijfheid bezit dan een massieve as van gelijk gewicht [8]. Ook kent de spindel slechts een trekbelasting ter grootte van de helft van de bovengenoemde drukkracht.

Het tweede geval valt af omdat de lagering complexer is dan bij het derde geval. Door de tweevoudige radiale opsluiting van de spindel bij geval drie wordt hier de doorbuiging van de spindel verkleind, waardoor de constructie stijver wordt. Verder blijft hier tijdens het uitbuigen en het terugdrukken de spindel op trek belast.

Mogelijkheid vier mogelijkheid kent ook de nadelen van een eenzijdig opgelegde spindel die meer doorbuigt en bij het terugdrukken onder druk komt te staan. Ook het naar buiten komen van de spindel tijdens het uitbuigen wordt niet als wenselijk gezien.

Uit het bovenstaande blijkt dat de derde mogelijkheid uit figuur 7 de meeste voordelen bezit. Het verdere ontwerp en dimensioneringen zullen dan ook aan de hand hiervan gedaan worden.

2.4 Dimensionering voorontwerp

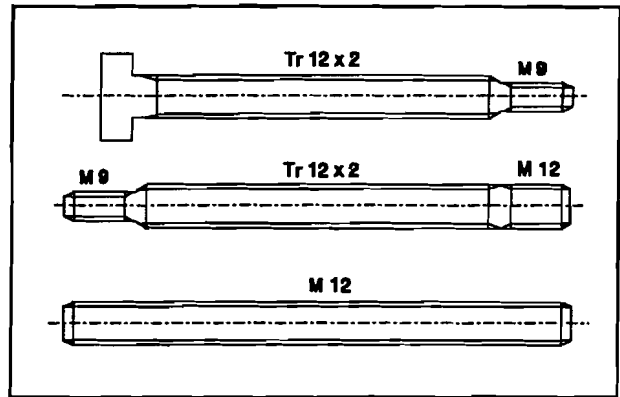
Er kan nu begonnen worden met het definitieve ontwerp van de uitbuiger; er moeten keuzes gemaakt worden over hoe welke onderdelen worden uitgevoerd en op welke wijze ze gefabriceerd moeten gaan worden. Met deze aannames worden ook in grote mate ($\pm 80\%$) de uiteindelijke kosten van het uiteindelijke produkt vastgelegd. Dus is het noodzaak alle afwegingen weloverwogen te maken.

2.4.1 Uitvoering spindel

In bijlage VI is een sterkte berekening voor de schroefspindel gedaan, waaruit blijkt dat bij een vrije lengte tussen de lageringen van 15 cm een spindel van Fe 510 of sterkteklasse 4.8 of hoger met trapeziumdraad TR 12 * 2 (NEN 2783) voldoet.

Aan de spindel moeten enerzijds een handgreep en anderzijds een verdikking gerealiseerd worden. Als handgreep wordt voor een standaard verkrijgbare knop gekozen. Voor de bevestiging hiervan op een as kan gekozen worden uit een schroefbevestiging op metrische draad, een klempassing of een bevestiging op een vierkant as-einde. De verdikking aan de onderzijde kan vast aan de spindel zitten (gedraaide spindel) of als een geborgde moer gerealiseerd worden. Kortweg levert dat de drie mogelijkheden op die staan weergegeven in figuur 8.

Uitvoering 1 heeft als nadeel dat het als geheel gedraaid moet worden uit een staaf die even dik is als de verdikte onderzijde. Dit resulteert in een lange bewerkingstijd en veel afvalmateriaal. Om montage van de bewegende klem mogelijk te maken, zal de buitendiameter van het as-einde waar de handgreep op komt kleiner moeten zijn dan de kerndiameter van de bewegingsdraad. Hiermee wordt een zwaar belaste doorsnede in afmeting beperkt, waardoor de sterkte afneemt.



figuur 8: mogelijkheden spindel

Bij uitvoering 2 kan deze kritieke doorsnede wel groot gehouden worden omdat de axiale borging onderaan op de as nu op de kleinere schroefdraad geschroefd zal worden. Door het verdwijnen van deze verdikking kan de spindel nu uit een staaf met een kleinere uitgangsdiameter gedraaid worden, waardoor er minder afvalmateriaal ontstaat. Wel moet de spindel hier voorzien worden van drie verschillende soorten schroefdraad waardoor het toch een kostbaar draaiproduct blijft.

Mogelijkheid 3 tenslotte is de eenvoudigste, er wordt gebruik gemaakt van een draadlengte die in de handel standaard verkrijgbaar is. Eventuele bewerkingen bestaan uit op lengte afzagen en het breken van de kanten van de zaagsnede. De handgreep en de verdikking kunnen hier op de spindel geschroefd worden. De lopende klem zal hier echter ook met metrische draad uitgevoerd moeten worden. Metrische draad kent ten opzichte van, voor beweging gebruikelijke, trapeziumdraad meer wrijving tussen de spindel en de moer. Hierdoor zal de spindel zwaarder draaien. In bijlage VIII wordt het verschil tussen metrische en trapeziumdraad uitvoeriger besproken en is de spindelberekening voor een metrische draad aangepast.

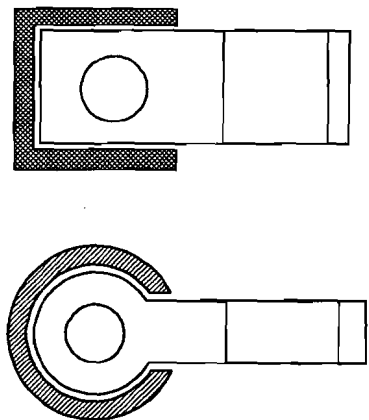
Hoewel het niet gebruikelijk is om metrische draad voor bewegingsdoeleinden te gebruiken, wordt hier uit kostenoverwegingen en het feit dat de uitbuiger geen hoge gebruiksfrequentie kent, gekozen voor een standaard draadeinde ter grootte van M 12.

2.4.2 Uitvoering body

Als tweede kan nu het geleideprofiel of "huis", waardoor de lopende klem op en neer schuift, ontworpen worden.

2.4.2.1 Vorm en dimensionering profiel

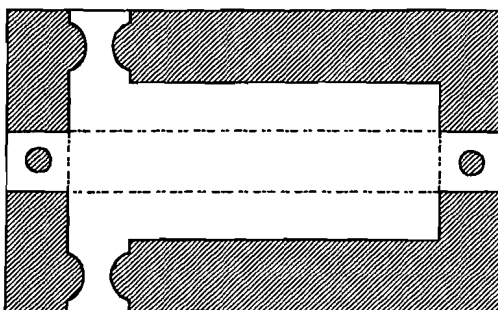
Twee profielvormen die in aanmerking lijken te komen zijn een U-profiel en een rond profiel met gleuf (zie figuur 9). Het ronde profiel heeft als voordeel dat de buiten afmetingen en het gewicht van het uiteindelijke produkt waarschijnlijk kleiner zullen zijn. Als nadeel heeft het ronde profiel dat het zelf buigen uit plaatstaal niet zonder meer mogelijk is. Het open frezen van een buis heeft als bezwaar dat hierbij als gevolg van restspanningen van eerdere bewerkingen, zoals lassen of walsen, geen goede maatnauwkeurigheid te behalen valt. Vooraf spanningsvrij gloeien is een remedie, maar te kostbaar. Gezien het feit dat een U-profiel op een buigbank zelf te vervaardigen en ook in allerlei maten standaard verkrijgbaar is lijkt de keuze voor de hand liggend.



figuur 9: profielvormen

Inkopen heeft als voordeel dat bepaalde maten goedkoop ingekocht kunnen worden. Er moeten wel nog enige bewerkingen aan het profiel gebeuren en de body moet nog samengesteld worden.

Zelf fabriceren heeft als voordeel dat de hele body als een geïntegreerd produkt uit een plaat gemaakt kan worden. Hiertoe wordt eerst de uitslag gestanst of gesneden (zie figuur



figuur 10: uitslag body

10), waarna deze tot het gewenste 3D-produkt wordt gebogen. Eventueel kunnen nog enige hoeken vastgezet worden met een hechtlas.

Dit geïntegreerde ontwerp heeft als nadeel dat de klem uit twee delen bestaat die dezelfde dikte hebben als de rest van het profiel.

Ook de radiale lagering van de spindel wordt in hoogte vastgelegd. Hierdoor komt het geheel wat minder degelijk over. Verder ontstaat er bij het stansen van de grondvorm veel afvalmateriaal. Op een universele machine wordt als ingangsmateriaal een rechthoekig stuk plaat gebruikt, waardoor het afvalmateriaal het gearceerde deel in figuur 10 is. Het gebruik van een geïntegreerd stempel kan door een betere benutting van het ingangsmateriaal veel afval besparen, maar gebeurt alleen bij grote series.

Omdat beide mogelijkheden uiteindelijk elkaar niet veel in kosten zullen ontlopen, is in verband met de genoemde nadelen van het zelf buigen, gekozen voor een uitvoering met een inkoop-profiel.

In bijlage VII zijn een aantal standaard U-profielen doorgerekend en is de uiteindelijke keus op een profiel van 22*22*22*2 mm gevallen. Hierbij is uitgegaan van leveranciergegevens van koudgewalste U-profielen.

2.4.2.2 Onderdelen

Aan dit U-profiel moeten een klem en de lagering bevestigd worden. Om een integratie in het FALC-project mogelijk te maken moet bij het kiezen voor lassen ook rekening gehouden worden met montagevolgorde en de uitvoering van een lasmal die op de robotbaan gebruikt kan worden.

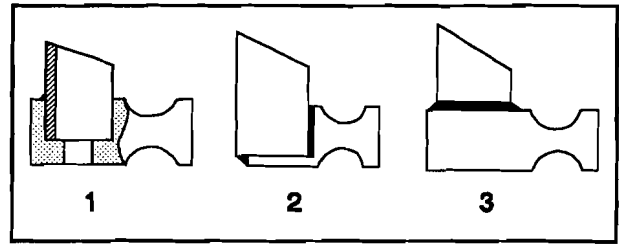
a) De radiale lagering

Tussen de spindel en het huis wordt een radiale kracht overgedragen van 220 N (Fr, bijlage VI). Deze kracht is dermate klein dat hier geen wrijvingsbeperkende maatregelen getroffen hoeven te worden. Een licht gesmeerd staal-staal contact is voldoende. De minimale hoogte van dit contact, waarbij rekening is gehouden met de geometrie van het schroefdraad dat hier dient als as, is in bijlage IX berekend op 3,5 mm.

b) De klem

Voor de klem zijn drie mogelijkheden in overweging genomen. Als eerste een op het profiel geschoven blok, een tussen de flanken van het profiel gelast blok en als laatste een stomp op het profiel gelast blok. Deze mogelijkheden zijn weergegeven in figuur 11.

De eerste mogelijkheid zou als voordeel hebben dat deze niet aan het profiel gelast hoeft te worden. Nadere beschouwing leert dat er bij de krachtoverdracht tussen klem en profiel piekspanningen op zullen treden die alleen beperkt kunnen worden door

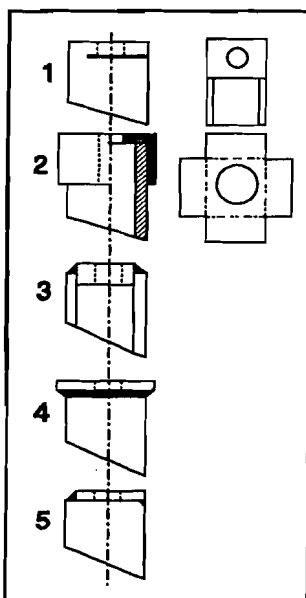


figuur 11: uitvoeringen klem

middel van een las tussen de klem en de rug van het profiel. Hierdoor vervallen de voordelen van deze complexe klem. De stomp opgelaste klem (3) vergt minder freeswerk dan de eerste, maar is groter dan de tussengelaste klem. Bij de stompe klem vindt er tevens een slechtere krachtdoorleiding tussen de klem en het profiel plaats, en stelt deze klem hogere eisen aan de vormnauwkeurigheid van het profiel. De onderkant van de flanken moet goed loodrecht op de rug van het profiel staan omdat anders spindel niet evenwijdig aan de balk-as loopt. Bij de tussen gelaste klem kan de rug van het profiel als referentie vlak dienen voor een goede loodrechte las. Bovendien is deze laatste klem kleiner en dus lichter. De radiale lagering zit in de klem geïntegreerd.

c) De bovenzijde

Voor de bovenkant wordt onderscheid gemaakt tussen vijf mogelijkheden (figuur 12). De eerste is een kap die ontstaat uit het ombuigen van een stuk van de rug van het profiel. De



figuur 12: bovenlager

uit te voeren bewerkingen bestaan uit het afzagen van de flanken, het boren van het gat, het buigen van de rug, en eventueel het leggen van een hechtlas. Deze mogelijkheid vraagt een vrij grote nauwkeurigheid van de te maken zaagsnedes en het buigwerk. De tweede mogelijkheid is een los op het profiel te schuiven kapje. Het vergt weinig van de montage, maar het kapje moet wel eerst gefabriceerd worden. Het kapje is gebogen uit een geponste uitslag. De derde mogelijkheid is soortgelijk aan de tussengelaste klem en is een tussen de flanken van het profiel gelast blokje. Het grootste nadeel hiervan is dat het oppervlak, dat de axiale kracht van de spindel moet opvangen hiermee verkleind wordt tot de oppervlakte tussen de flanken. De vierde mogelijkheid is een opgelast plaatje. Het oppervlak dat hier de axiale kracht opvangt

is binnen beperkte marges te kiezen. Wel steekt het plaatje over het profiel uit wat de veiligheid en functionaliteit niet ten goede komt. Om de toleranties aan de bovenzijde van het profiel te beperken kan het gat ook na montage worden geboord. Bij de laatste mogelijkheid rust het plaatje op de bovenzijde van de flanken en wordt gelast aan de bovenzijde van de rug van het profiel. Eventueel worden er ook hechtlasjes gelegd aan de binnenzijde van de flanken.

2.4.2.3 Samenstelling body

Voor de samenstelling van de totale body wordt eerst de keuze gemaakt voor de tussengepaste klem. Uit de voor- en nadelen is het vanzelfsprekend dat deze variant het beste is. Omdat de klem aan het profiel gelast moet worden, moet er rekening gehouden worden met de uitvoering van een lasmal waarin de onderdelen tijdens het lassen gepositioneerd kunnen worden. De klem kan op een positioneerpen geschoven worden waarna het profiel over de klem gelegd wordt. Omdat het profiel ook axiaal gepositioneerd moet worden lijkt de keuze voor een van de opgelaste plaatjes logisch. Het profiel kan dan met het plaatje tegen een aanslag geklemd worden. Mogelijkheid 5 krijgt hierbij de voorkeur, waarbij het gat voor montage geboord wordt zodat het plaatje ook door een positioneerpen gepositioneerd kan worden. De lasmal kan nu worden uitgevoerd als in bijlage X is getekend. Alternatieven 1 en 2 zijn afgefallen op grond van hun bewerkelijkheid, en het feit dat de voordelen van niet lassen zijn weggefallen met de keuze van de klem.

2.4.3 De lopende klem

Omdat de klem soepel door het profiel moet kunnen schuiven moet er enige speling tot de flanken overgelaten worden. Nominaal wordt de speling tot de flanken en de rug van het profiel 1 mm genomen. Indien als klemhoogte 20 mm wordt genomen, ligt de contactdruk tussen moer en spindel op 4 N/mm^2 , wat ruimschoots toelaatbaar is. Als gevolg van het doorbuigen van de spindel mag de klem niet tegen de rug van het profiel lopen. In bijlage VIII is ook een bovenschatting van de maximale doorbuiging van de spindel gemaakt, waarmee kan worden afgeleid dat er maximaal 0,35 mm toenadering van de klem tot de rug plaatsvindt. In bijlage XI wordt afgeleid dat er geen extra nauwkeurigheidseisen aan deze klem gesteld hoeven te worden. Het verschil tussen de lopende en de vaste klem is dat er bij de laatste geen speling van de klem tot de rug wordt toegelaten.

2.4.4 Ergonomie

Door de keuze voor een metrische ISO spindel is de wrijving van de spindel toegenomen. Het koppel dat door de gebruiker geleverd moet worden is toegenomen van 4,84 Nm naar 6,58 Nm. Voor de ergonomische verantwoordheid van het ontwerp speelt deze waarde een rol bij de keuze van de vorm en de grootte van de handgreep die aan de spindel gemonteerd gaat worden.

Volgens Woodson [3] kunnen bij een powergrip (een knop waarbij zowel de vingers als de handpalm gebruikt worden voor de kracht-overdracht) met een diameter van 38 mm en een hoogte van 12 mm, koppels tot 7,12 Nm uitgeoefend worden. Met toenemende diameter en/of hoogte neemt het ergonomisch verantwoord koppel verder toe.

2.4.5 De handgreep

Met het besluit de spindel als M 12 draadeinde uit te voeren ligt de keuze voor de bevestiging van de handgreep ook tevens vast. Het moet een handgreep worden met een M 12 binnendraad en een contactoppervlak aan de onderzijde dat groot genoeg is om de vlakke druk tussen huis en handgreep te kunnen weerstaan. De keuze is gevallen op de kruisgriffe 660 263 (DIN 6335 GG) van Mädler waarvan een kopie uit de leverancierscatalogus is opgenomen in bijlage XIII. Om de handgreep te borgen, dient deze met lijm (locktide) vastgezet te worden. De afmetingen en de vorm van de handgreep zijn ook zodanig dat ze ruim binnen de genoemde ergonomisch grenzen voor het te leveren koppel vallen.

2.4.6 De onderzijde

Ook aan de onderzijde moet de spindel geborgd worden. Bij voorkeur moet deze borging voor eventueel onderhoud (bijvoorbeeld vervangen van de glijringen) losneembaar zijn, deze mag echter tijdens het gebruik nooit los kunnen raken. Omdat deze borging alleen tijdens het terugdrukken van het frame belast wordt, waarbij de krachten aanmerkelijk lager zijn dan bij het uitbuigen, kan er hier gebruik gemaakt worden van een zelfborgende moer. Voor een betere afwerking gaat de voorkeur hierbij uit naar een zelfborgende hoge dopmoer.

2.4.7 De glijringen

Het te leveren aandrijfkoppel wordt voor het grootste gedeelte bepaald door de wrijving tussen het huis en axiale borgingen op de spindel. Er wordt gestreefd naar minimale wrijving. Om de kosten te beperken wordt gekozen voor een glijring van zelfsmierend lagermateriaal. Hiervoor kunnen geïmpregneerd tin-brons of een gegoten tin-brons ring met teflon oppervlak gebruikt worden. De maximale belastbaarheid hiervan is 25, respectievelijk 40 N/mm² [6].

De maximale contactkracht tijdens het uitbuigen was bepaald op 3000 N en treedt op aan de bovenzijde van het huis. Indien een ring met een binnendiameter van 12 en een buitendiameter van 20 mm wordt genomen, ligt de maximale vlaktedruk op 14,9 N/mm².

Aan de onderzijde treedt alleen axiale belasting op tijdens het terugdrukken van het frame. Met dit terugdrukken zijn minder grote krachten gemoeid dan met het uitbuigen. Hierdoor zal de axiale kracht hier dan ook aanzienlijk kleiner zijn dan bij het uitbuigen, waardoor het contactoppervlak tussen borging en huis ook kleiner mag zijn. Gezien de constructie met de tussengelaste klem past hier precies een ring met een buitendiameter van 18 mm.

2.5 Toleranties

Om te zorgen dat het apparaat ook daadwerkelijk gemonteerd kan worden en na montage zal functioneren moeten bepaalde toleranties gesteld worden. Om de spindel soepel te kunnen laten draaien is het noodzaak dat de twee gaten voor de radiale lagering coaxiaal liggen en dat de spindel evenwijdig aan de balkas ligt. Om montage van de klem en het kapje binnen de gestelde grenzen te kunnen monteren worden ook eisen gesteld aan de haaksheid van de zaagsnede van het profiel en aan de evenwijdigheid van het gat in de onderste klem en de rug van deze klem. Al deze toleranties zijn van marges voorzien opgenomen in bijlage XI.

2.6 Bewerkingsvolgorde en montagevoorschrift

Het ontwerp is nu in zoverre gereed dat alle afmetingen en bewerkingen met de tolerantie grenzen bekend zijn. Voor de duidelijkheid zijn in bijlage XII de volgorde van de bewerkingen en de voorschriften voor de montage nogmaals weergegeven.

3. Invoeren in UG-II CAD-systeem

3.1 Invoermethodiek

Hieronder zal op beknopte wijze een overzicht worden gegeven van het invoeren van het ontwerp in het UG-II CAD-systeem. De uitbuiger is uitgetekend op release 9 van dit systeem.

1. Alle onderdelen, inclusief de inkooponderdelen (m.u.v. de dopmoer) zijn in aparte parts getekend als een wire-frame. Aan elk onderdeel in een part is een reference-set gehangen. Deze reference-set wordt tijdens het samenstellen gebruikt om de onderdelen ten opzichte van elkaar op de juiste manier te positioneren.
2. Met behulp van de optie components is in een nieuwe part een subsamenstelling van de body gemaakt. Ook hieraan is een reference-set gehangen.
3. Vervolgens zijn in een nieuw part alle onderdelen en bovengenoemde subsamenstelling binnengehaald. Aangezien alles tot nog toe uit wire-frames is opgebouwd, is de tekening hier onoverzichtelijk door alle door elkaar lopende entiteiten.
4. Met behulp van view dependent erase en deels ook met (de nog steeds niet erg betrouwbare) optie hidden line removal zijn de (sub)samenstellingen opgepoetst tot volledige (en voor de tekeningen benodigde) 3-D aanzichten. Dit oppoetsen is een geconcentreerd en tijdrovend werk. De uiteindelijke ISO 3-D aanzichten zijn geprint opgenomen in bijlage XIV.
5. Hierna zijn van alle onderdelen mono's gemaakt, is de subsamenstelling voorzien van toleranties en zijn de stuknummers bijgeschreven.
6. Tot slot zijn de mono's en de (sub)samenstelling met de benodigde gegevens en in de benodigde aanzichten in kaders geplaatst en voorzien van stuklijsten, zodat ze als volwaardige tekeningen geplot kunnen worden. Al deze tekeningen zijn voorzien van een nummer in het archief van de onderwijsgroep "Specifieke productiemiddelen" opgenomen. Waarbij deze nummering zoals voorgeschreven geschiedt volgens een hiërarchische boomstructuur.

3.2 Overzicht tekeningen

Nummer	Vorm	Beschrijving
WB-209-00	samenstelling	vorkuitbuiger
WB-209-01	onderdeel	lopende klem
WB-209-02	onderdeel	spindel
WB-209-03-00	sub-samenstelling	body
WB-209-03-01	lastekening	body
WB-209-04	onderdeel	kapje
WB-209-05	onderdeel	U-profiel
WB-209-06	onderdeel	onderklem

3.3 conclusies

De nieuwe ervaring om via 3 dimensies een tekening op te bouwen vergt een bepaalde gewenningstijd. Het eindresultaat, een 3D tekening, sluit beter aan bij onze gedachtenwereld en stimuleert de ontwerper (student) om goed na te denken over de vaak moeilijke stap van 2D naar 3D.

4. Conclusies en aanbevelingen

Een grondige analyse en een daaropvolgend ontwerpproces hebben uiteindelijk geleid tot een vernieuwd ontwerp voor een vorkuitbuiger. Het sterke punt van het ontwerp is dat het geproduceerd kan worden op in veel werkplaatsen aanwezige machines en er gebruik wordt gemaakt van veel standaard inkoopdelen. Hierdoor vergt de fabricage van het produkt geen hoge aanvangsinvesteringen.

Helaas heeft het opnieuw doorlopen van de ontwerpcyclus, zoals verwacht, niet tot een vernieuwd concept van de uitbuiger geleid. Hierdoor heeft het werkingsprincipe en zelfs de totale uitvoering veel weg van een reeds bestaand type. Hieruit kan geconcludeerd worden dat dit type bestaande uitbuiger met beleid is ontworpen en er kwalitatief weinig meer aan te verbeteren valt. Alvorens de ontworpen uitbuiger geproduceerd kan gaan worden, moet eerst een grondige kostprijs- en afzetanalyse gedaan worden om te kijken of het zelf produceren wel goedkoper is dan het inkopen van dit in serie gefabriceerde markttype.

Voor het aan de uitbuiger uit te voeren laswerk is een principeschets van een lasmal gegeven. Deze kan verder uitgewerkt worden tot een eenvoudige lasmal voor handmatig lassen, maar ook tot een complexe lasmal voor de FALC-cel waarbij ook rekening gehouden kan worden met een automatisch toevoerinrichting zoals die bij deze cel gepland staat.

Literatuur

- [1] J. Stolk, C. Kros,
Machineonderdelen: constructie-elementen voor de aandrijftechniek.
KBB 87 MAC. Morks, Dordrecht, 1987.
- [2] Ergonomic design for people at work.
PMB 83 ERG. Van Nostrand Reinhold, New York, 1983.
- [3] Woodson, W.E.,
Human factors design handbook.
PMB 81 WOO. Mc Graw Hill, London, 1981.
- [4] Ontwerpkunde Methodiek en Werktuigonderdelen,
Deel I: Methodisch ontwerpen.
diktaatnr. 4524. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, oktober 1988.
- [5] Ontwerpkunde Methodiek en Werktuigonderdelen,
Deel II: Schroefboutverbindingen.
dictaatnr. 4525. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, oktober 1988.
- [6] Ontwerpkunde Methodiek en Werktuigonderdelen,
Deel III: Geleidingen, assen, as-naaf verbindingen.
dictaatnr. 4526. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, oktober 1988.
- [7] Ontwerpkunde Methodiek en Werktuigonderdelen.
Deel IV: Formules, tabellen, grafieken en normen
dictaatnr. 4527. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, oktober 1988.

-
- [8] Continue 1-dimensionale systemen.
dictaatnr. 4412. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1985.
- [9] Bragt, J.M. van,
Projectstrategie.
dictaatnr. 4679. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, oktober 1989.
- [10] NEN-bundel voor de werktuigbouw.
Nederlands Normalisatie Instituut, Delft, 1989.
- [11] Polytechnisch zakboekje.
Koninklijke PBNA, Arnhem, 1993.
- [12] FALC, Eenstudie naar een Flexibele Assemblage- en LasCel.
Vakgroep WPA, Faculteit Werktuigbouwkunde, Technische Universiteit Eindhoven,
Eindhoven 1992
- [13] Katz, P.E., Ten nifty devices for converting rotary motion into linear motion.
In: Power Transmission Design, November 1980
- [14] Mädler, Ausgabe 187.
Technisch bureau Koppe BV Wassenaar.

Bijlagen

Bijlage II Projectstrategie

Deze opdracht is uitgevoerd aan de hand van de Projectstrategie van professor van Bragt [9]. De hoofdgedachte van deze strategie is dat een project steeds moet bestaan uit een oriëntatie-, een plan- en een uitvoeringsproces. Hierbij kan ieder proces, gat kan worden opgevat als deelproject, ook weer onderverdeeld worden in bovengenoemde processen. Zo ontstaat er een methode om via negen deelstappen elk project tot uitvoering te brengen.

Iedere deelstap leidt tot een resultaat. Om het proces beheerst te laten verlopen moet na iedere deelstap het resultaat worden getoetst. Afhankelijk van de uitkomst van deze toetsing kan het project bijgestuurd, voortgezet of voortijds gestopt worden.

Hieronder zal in het kort worden ingegaan op de deelstappen zoals die zijn doorlopen tijdens de uitvoering van deze opdracht.

Oriëntatieproces

Oo. In deze fase is gekeken welke gegevens verzameld moesten worden en of er analyses moesten worden gepleegd. Dit is gebeurd aan de hand van een vragenlijst:

Wat is de doelstelling?

Wat is het probleem?

Wat is het beoogde resultaat?

Hoe is de huidige situatie, zijn er al oplossingen?

Wat zijn de eisen en wensen en hoe groot zijn de belastingen?

Op. Hier is bekeken op welke wijze de antwoorden op bovenstaande vragen verkregen konden worden. Dit kon door een gesprek met begeleider Dhr. Peters, door het zoeken naar en analyseren van bestaande oplossingen en door het modelleren en doorrekenen van een fietsframe.

Ou. In deze fase is het plan uit de Op-fase ten uitvoer gebracht en zijn de gestelde vragen beantwoord. Het resultaat van deze stap was het eisen pakket en de definitieve opdrachtomschrijving zoals deze in het verslag, resp. bijlage I zijn opgenomen.

Planfase

- Po. In deze fase is gekeken uit welke deelfuncties het gereedschap bestaat en welke alternatieven voor deze functies te bedenken zijn.
- Pp. Hier is een plan opgesteld om de alternatieven voor de deelfuncties op een gestructureerde manier samen te voegen tot op produktniveau (Morfologisch schema). Ook om de hieruit volgende mogelijkheden te beoordelen aan de hand van het eisenpakket. Verder is er gekeken naar hoe het beste werkingsprincipe op een snelle en juiste manier tot een gedimensioneerd voorontwerp te krijgen is.
- Pu. Door het uitvoeren van het plan Pp is het eindresultaat van de planfase een gedimensioneerd voorontwerp van een vorkuitbuiger.

Uitvoeringsfase

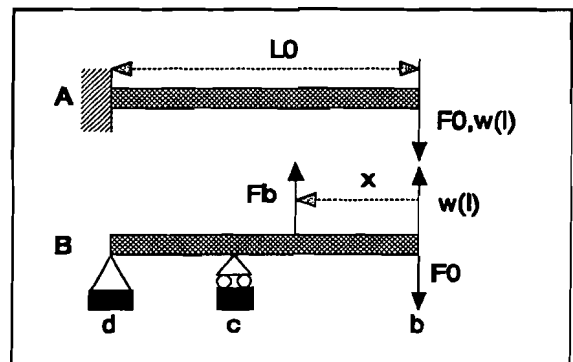
- Uo. Per dag zijn vier uren te reserveren op het UG-II CAD-systeem, maar vaak kan ook zonder reservering nog worden gewerkt. De benodigde kennis om met het systeem te kunnen werken is in de CAD-cursus opgedaan en aanvullende informatie is in de CAD-ruimte aanwezig in de vorm van handboeken.
- Up. Hier is een plan opgesteld over hoe het ontwerp zal worden getekend; wat voor (sub-)samenstellingen, in welke stand en met welke kleuren en op welke layers.
- Uu. Het uiteindelijke ontwerp is volgens het plan op het CAD-systeem uitgetekend.

De toetsing van de deelstappen bestond uit een regelmatige bespreking met Dhr. Peters, waarin het resultaat van iedere deelstap besproken werd. Afhankelijk van dit gesprek werd besloten verder te gaan met een volgende stap of werd een vorige stap nogmaals doorlopen.

Bijlage III Berekening krachten

De berekening van de te leveren kracht valt uiteen in twee delen. De onderste buizen a-b (figuur 3) vervormen door een kracht F_0 welke wordt doorgeleid door de bovenste twee buizen b-c-d en dus ook aangrijpt bij de achteras waar beide buizen met elkaar verbonden zijn. De krachten op en de vervormingen van de twee verticale buizen is gecompliceerder doordat er hier meer aangrijpingspunten voor de verschillende krachten zijn. Aangenomen dat de tussenstang tussen de twee verticale framebuizen geen grote vervormingen ondergaat, kan deze tussenstang worden aangenomen als een star draaipunt. De onderste twee buizen worden ideaal ingeklemd verondersteld en eventuele torsie vervormingen a.g.v. de krachtdoorleiding van de bovenste buizen wordt verwaarloosd. De rest van het frame wordt als volkomen star aangenomen.

Er kan nu dus een model opgesteld worden van de twee framehelften; het model als weergegeven in figuur 13 bestaat uit slechts een balk. Op grond van de symmetrie in het frame en het eerste orde karakter van de modellen kunnen de twee buizen aan weerszijden van het wiel vervangen worden door een balk. Hierbij moet dan wel met de dubbele verplaatsing van het frame ten opzichte van de symmetrieas of met een dubbele buigstijfheid van de buis gerekend worden.



figuur 13: modellering framebuizen

Voor de onderste buizen a-b kan aan de hand van het model in figuur 13a meteen een relatie afgeleid worden tussen de verplaatsing w van de balk en de kracht F_0 gevonden worden. Volgens de vergeet-me-nietjes geldt hier:

$$w(l) = \frac{F_0 \cdot L^3}{3EI} \quad (1)$$

Aangenomen kan worden dat deze onderste buizen een diameter van 20 mm en een wanddikte van 2 mm hebben, zoals bij de meeste normale (sport-)fietsen het geval is. De

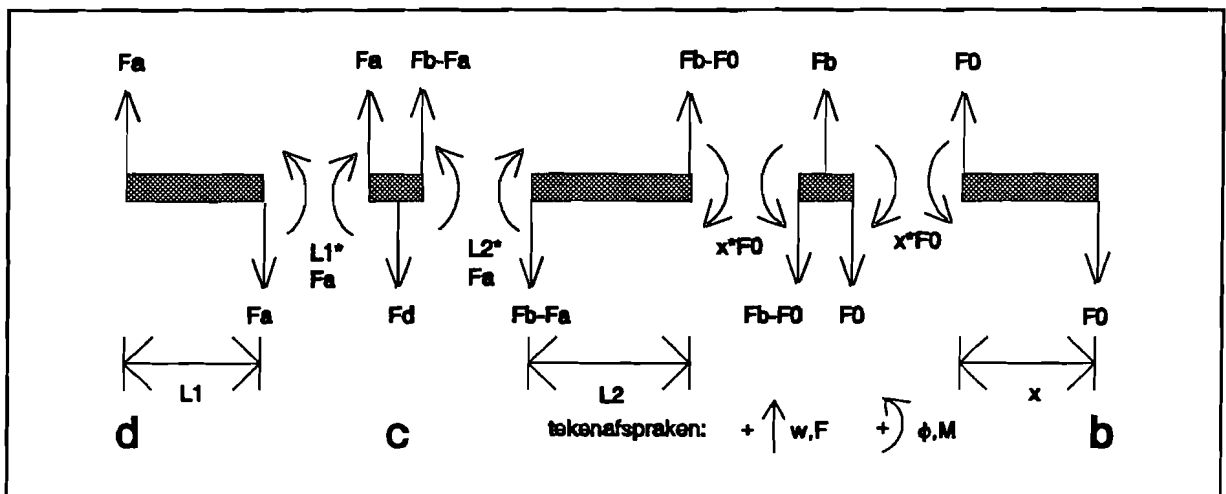
lengte l is in het algemeen gelijk aan 430 mm en de elasticiteitsmodulus wordt gelijk aan die van staal genomen. Hiermee wordt het resultaat:

$$I = \frac{1}{4} \Pi (R_{uitw}^4 - R_{inw}^4) = 4,64 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4; \quad E = 200 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\frac{F_0}{W(l)} = 35 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (2)$$

Hiermee kan de benodigde kracht voor het uitbuigen van de onderste buizen bij een gestelde verplaatsing ter plaatse van de as bepaald worden.

Om tot een dergelijke vergelijking voor de verticale framebuizen b-c-d te komen is het nodig eerst een aantal standaard balkelementen uit het model van figuur 13b te isoleren;



figuur 14: isolatie verticale framebuizen in segmenten

Voor de verplaatsing aan het eind van de balk; $w(l)$ kan de volgende, algemeen geldende relatie opgesteld worden:

$$w(l) = \phi d \cdot L_2 + \frac{F_b \cdot (L_2 - x)^3}{3EI} + \frac{F_b \cdot (L_2 - x)^2 \cdot x}{2EI} - \frac{F_0 \cdot L_2^3}{3EI} \quad (3)$$

Met de randvoorwaarden: -inklemming: $w = 0$
 -draaipunt: $w = 0$

en de wetten van het evenwicht en de standaard gevallen volgt:

en uit

$$F_a = \frac{F_b(L_2 - x) - L_2 * F_0}{L_1} \quad (4)$$

en uit

$$w d = \phi a * L_1 + \frac{M L_1^2}{2EI} = 0; \quad \phi d = \phi a + \frac{F_a * L_1^2}{2EI} \quad (5)$$

volgt

$$\phi d = (F_b(L_2 - x) - L_2 * F_0) \frac{L_1}{3EI} \quad (6)$$

Waarmee vergelijking 3 ingevuld kan worden. Hieruit en uit de gegeven lengtes $L_1 = 0,14$ m en $L_2 = 0,36$ m volgt na enig rekenwerk:

$$w(l) = F_b \left(\frac{x^3 - 0,36 * (1,36) * x + 0,36^2}{6EI} \right) - \frac{0,36^2 * F_0}{6EI} \quad (7)$$

Gecombineerd met vergelijking 2 en na invullen van de E-modulus (ook 200 N/mm²) en het bepalen van I ; de buizen hebben een diameter van 14 mm en een wanddikte van 1,5 mm; $I = 1,17 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$, levert dit:

$$F_b = \frac{5940 * w(l)}{x^3 + 0,36(0,36 - 1,36 * x)} \quad (8)$$

Na het invullen van deze formule kan een grafiek worden opgesteld waarin F_b functie van w en x is uitgezet. Deze grafiek staat weergegeven in figuur 4.

Als opmerking bij deze tabel / grafiek moet geplaatst worden dat deze is opgesteld met een 1_e orde model; dit betekent dat het alleen de werkelijke situatie benadert indien de vervormingen binnen het elastisch gebied blijven. Waarschijnlijk zullen de hoogste waarden uit deze grafiek niet erg betrouwbaar zijn; de waarden met grote x en een grote verplaatsing w zullen waarschijnlijk in het plastisch gebied zitten. De krachten om dit te bereiken zijn waarschijnlijk kleiner dan berekend, maar het frame zal hier blijvend vervormen en mogelijk kan onherstelbare schade ontstaan. Als de uitbuiger te ver van de as wordt geplaatst zal men op den duur vooral bezig zijn de tussengelaste stang op te rekken of het frame plastisch uit te buigen zonder dat bij de as de gewenste opening ontstaat.

Bijlage IV Keuze alternatieven

Bij de keuze van uitvoerbare alternatieven uit het Morfologisch schema heeft het werkingsprincipe van de beweging steeds een doorslaggevende rol gespeeld. Zo zijn er geen alternatieven gekozen die met een (druk-) cilinder werken, omdat deze randapparatuur vergen. Een pneumatische cilinder die met behulp van een fietspomp op druk kon worden gebracht is in overweging genomen, maar bleek door de geringe capaciteit van een fietspomp toch onuitvoerbaar. Het wigprincipe is afgefallen omdat voor een gunstige overbrenging een te lange wig genomen moet worden. Verder moet de wig tussen de twee klemmen geplaatst worden, waar dus ook de spaken van het achterwiel zitten, hetgeen dus problemen op kan leveren. Ook moet hier een element zijn om de wig aan te drukken, bijvoorbeeld een schroefspindel, waardoor het geheel vrij complex wordt. De kabel is afgefallen vanwege ruimte gebrek en complexiteit. Een eenvoudige kabeltrommel werkt met een zwengel parallel aan de trekrichting. Aangezien er ook ruimte moet zijn om deze zwengel rond te draaien moet deze op een behoorlijke afstand van het achterwiel zitten waardoor de uitbuiger weer groter wordt. Een zwengel evenwijdig aan het achterwiel of een niet roterende zwengel met 'ratel' vragen weer extra onderdelen en overbrengingen waardoor het geheel weer vrij complex wordt.

Een tandwiel / heugel mechanisme heeft als nadeel de dure onderdelen. Ook het ruimte en overbrenging probleem treedt hier op; het tandwiel moet tussen de spaken worden aangebracht en van buiten het frame worden aangedreven met bijvoorbeeld een heugel of zwengel. Een wormmechanisme, als laatste, heeft veel weg van een mechanisme met spindel, waarbij de laatste als voordeel heeft dat er meer standaard onderdelen goedkoop verkrijgbaar zijn.

Bijlage V Beoordelingscriteria en afweging alternatieven

1 Snelheid; tijd nodig voor het aanbrengen en uitbuigen; hoe sneller, hoe liever.

2 Degelijkheid; hangt nauw samen met de complexiteit, het aantal schakels dat het gereedschap kent, de kans op falen en de levensduur van het gebruikte mechanisme op zich.

3 Prijs; kosten die voor het fabriceren gemaakt moeten gaan worden, afhankelijk van het aantal schakels, de hoeveelheid en het soort materiaal en bewerkingen.

4 Grootte; hoe kleiner en handzamer, hoe liever.

5 Bediening; deze moet eenduidig, makkelijk en ook ergonomisch verantwoord zijn.

Om de belangrijkheid van de beoordelingscriteria te bepalen, worden al deze criteria ten opzichte van elkaar afgewogen. Hiertoe worden al deze criteria uitgezet in een tabel en vervolgens wordt steeds per kolom bekeken of het criterium dat bovenaan de kolom staat belangrijker is dan het criterium dat links in de betreffende rij staat. Is het belangrijker, dan wordt het beoordeeld met waarde 1. Is het minder belangrijk, dan krijgt het de beoordeling 0. Uiteindelijk kan het resultaat per kolom opgeteld worden waarna vervolgens de gewichten toegekend kunnen worden aan de criteria, de onbelangrijkste 10 punten en naar volgorde van belangrijkheid steeds 10 punten extra.

t.o.v. \ crit.	1	2	3	4	5
1	X	1	1	0	1
2	0	X	0	1	1
3	0	1	X	0	1
4	1	0	1	X	1
5	0	0	0	0	X
totaal	1	2	2	1	4
gewicht	10	20	20	10	30

Met het toekennen van de gewichten aan de verschillende beoordelingscriteria, kunnen nu ook de verschillende voorontwerpen beoordeeld worden. Bij deze beoordeling krijgen de verschillende alternatieven punten voor de verschillende criteria. Deze punten lopen van 1 tot en met 5. Bij 5 punten betekent dat het alternatief heel goed aan het criterium voldoet, 1 punt betekent een zeer slechte beoordeling. De punten behaald bij ieder criterium worden vermenigvuldigd met het bij dat criterium behorend gewicht ten einde tot een gewogen beoordeling te komen. Dit afwegen is in de volgende tabel gedaan:

Alt	C1	gew	C2	gew	C3	gew	C4	gew	C5	gew
A1	2	20	4	80	4	80	5	50	4	120
A2	4	40	3	60	2	40	2	20	4	120
A3	5	50	4	80	3	60	1	10	3	90
A4	3	30	2	40	2	40	4	40	2	60

Nu kan het resultaat uit deze tabel opgeteld worden. Er zal hier zowel naar het gewogen als naar het ongewogen resultaat gekeken worden. Dit om te bekijken of misschien een van de gewichten te zwaar is genomen en de weging scheef trekt.

Alternatief	punten	gewogen
A1	19	350
A2	15	280
A3	16	290
A4	13	210

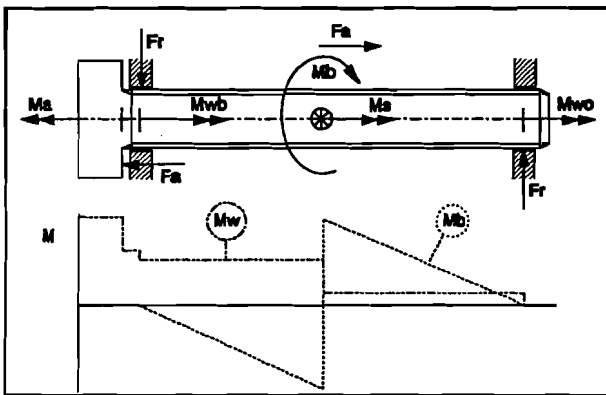
Bijlage VI Berekening spindel

De axiale kracht in de schroefspindel

De trekkracht die de spindel op moet nemen, is de axiale kracht F_a . Deze heeft een grootte van $F_b / 2$. Dit komt doordat de bewegende klem de helft van de uitbuigkracht opvangt en de onderste, vaste klem de andere helft. Deze maximale kracht is dus 1500 N.

Het buigend moment in de schroefspindel

Als gevolg van het niet over de hartlijn aangrijpen van kracht F_a zal er in de schroefspindel een buigend moment M_b ontstaan. De grootte van het moment dat op de spindel wordt uitgeoefend is $F_a \cdot a$ tot de hartlijn van de spindel. Hier betekent dat maximaal $3000 / 2 \text{ N} \cdot 22 \text{ mm} = 33 \text{ Nm}$. Dit moment is het ter plekke van de loopmoer op de spindel overgebrachte moment. Om het maximale moment in de spindel te weten te komen, moet ook de positie van de klem op de spindel bekend zijn: figuur 15 geeft een eenvoudig overzicht van de spindel en de krachten die er op werken.



figuur 15: spindelbelastingen

Ook zijn de momentenlijnen van zowel het wringend moment als het buigend moment zoals die in de spindel werken getekend. Het blijkt dat het wringend moment het grootst is bij de handgreep en steeds sprongsgewijs afneemt op plaatsen waar er wrijvingskrachten met de rest van de constructie optreden. Het buigend moment M_s verloopt van nul naar een maximale posi-

tieve of negatieve waarde op de plaats waar de loopmoer zit. Hier treedt een sprong ter grootte van M_b op om vervolgens weer tot 0 af te nemen bij de inklemming. Deze maximale waarde is afhankelijk van de positie van de loopmoer. Indien de moer helemaal aan het eind van de spil staat zal dit moment gelijk zijn aan het moment M_b . Als de klem in het midden staat zal dit moment $M_b / 2$ zijn.

Als lengte van de spindel (L_s) wordt 150 mm genomen. Dit volgt uit de geometrie van het frame en de eis dat de uitbuiger in het hele werkgebied toepasbaar moet zijn. Ook moet

voor het terugdrukken van het frame de opening tussen de bekken groter zijn.

Het buigend moment is 33 Nm, de beide krachten F_r zijn dan (uit evenwichtsoverwegingen; $F_r * L_s = M_b$) $33 / 0,15 = 220$ N. Het moment in de spindel kan nu bepaald worden met $M_{sp} = M_b - F_r * (L_s - L_k)$, Waarbij L_k de afstand tussen de twee klemmen is en waarbij wordt aangenomen dat $L_k \geq L_s / 2$. De afstand tussen de twee klemmen in uitgebogen toestand volgt weer uit de vergeet-me-nietjes en figuur 14 uit bijlage III.

$$W_b = \Phi d * (0,36 - x) + \frac{(F_b - F_0)(0,36 - x)^3}{3EI} - \frac{F_0 * x(0,36 - x)^2}{2EI} \quad (9)$$

W_b is hier de afstand die het frame uitgebogen wordt op de plaats waar de uitbuiger geplaatst is. Op een afstand x van de as is in onvervormde toestand de afstand tussen de twee framebuizen W_0 . L_k is logischerwijs $W_0 + W_b$.

Uit de maximale belaste toestand volgt $F_b = 3000$ N, uit formule (2) volgt $F_0 = 1050$ N, en x is hierbij 150 mm. Uit de geometrie van het frame volgt $W_0 = 89$ mm zodat L_k op 110,2 mm bepaald wordt. Hieruit volgt dat $M_{sp} = 24,24$ Nm.

Controle op het inwendige moment bij een grotere L_k , en dus kleinere F_b , zie figuur 4, leert dat bovenstaand geval het grootste inwendige moment kent.

Wrijvingskrachten en -momenten in de spindel

Als gevolg van wrijving zal het moment M_a dat geleverd moet worden om de vork uit te buigen groter zijn. Dit moment mag niet te groot worden omdat dan de hanteerbaarheid van het apparaat afneemt. Ook ontstaat er door de wrijvingskrachten een groter wringend moment in de spindel, hetgeen mee genomen moet worden in de berekening van deze spindel. Wrijvingskrachten die een rol van betekenis (kunnen) spelen zijn de wrijving in de loopmoer, de wrijving door de axiale kracht F_a en de wrijving die ontstaat door de radiale reactiekrachten van het buigend moment in de spil.

Als gevolg van de radiale krachten F_r zal er een wrijvingsmoment ontstaan ter grootte van $F_r * R_{spindel} * f_w$, waarbij f_w de wrijvingscoëfficiënt tussen de as (spindel) en lager (gat) voorstelt. Indien de diameter van de spindel wordt geschat op 12 mm en de beide materialen van spindel en lager staal zijn ($f_w = 0,18$), zijn de beide momenten M_r

$$220 * 6 \cdot 10^{-3} * 0,18 = 0,24 \text{ Nm.}$$

Bij de inwendige schroefdraad die de bewegende klem moet verplaatsen treedt een wrijvingskracht op tussen deze schroefdraad en die van de spindel. Deze kracht leidt tot een wrijvingsmoment M_s ter grootte van 1,96 Nm [1] wanneer zowel de spindel als de moer van Fe 360 (wrijvingscoëfficiënt = 0,18) zijn gemaakt, en er gebruik wordt gemaakt van trapeziumschroefdraad TR 12 * 2.

De axiale kracht F_a wordt via een onderlegging overgebracht op het huis. bij deze onderlegging treedt ook weer een wrijvingskoppel op. Dit koppel is ter grootte van $M_c = 2 * F_a * f_w * (R_{uitw} - R_{inw})$. Dat hier met $2 * F_a$ wordt gerekend komt doordat hier ook de drukkracht die via het huis wordt doorgeleid op de handgreep werkt. Deze drukkracht is groot $F_b / 2 = F_a$. Als wrijvingscoëfficiënt moet hier met een zelfsmerend glijlager (tinbrons of teflon) een f_w -waarde van 0,1 gehaald kunnen worden. Met een ring met een binnendiameter van 12, en een buitendiameter van 20 mm betekent dat $M_c = 2,4 \text{ Nm}$.

Spanningsberekening in de spindel

Met de wrijvingskrachten en momenten kan de diameter van de spindel berekend worden. De dikte van de spindel is afhankelijk van de zwaarst belaste doorsnede. Omdat een buigend moment in het algemeen tot grote spanningspieken aan het materiaal oppervlak leidt, wordt eerst een spanningsberekening gedaan op de plaats waar het grootste buigende moment werkt; bij de aangrijping van de lopende klem.

In werkelijkheid grijpt M_b niet op één punt aan, maar is niet nader bepaald over de hoogte van de loopmoer verdeeld. Hetzelfde geldt voor het wringend moment M_s . Omdat het verloop van beide momenten over de hoogte van de moer niet bekend is, wordt de spindel hier berekend met beide momenten. De belasting op dit punt bestaat uit een wringend moment ter grootte van $M_{wr} = M_s + M_r = 1,96 + 0,24 = 2,20 \text{ Nm}$, een buigend moment M_{sp} van 24,24 Nm en een trekkracht van 1500 N.

Met het buigend moment en de trekkracht kan de maximale trekspanning in de spindel bepaald worden. De maximale trekspanning als gevolg van het buigend moment is weergegeven in formule 11. Deze trekspanning is het grootst op de maximale afstand van

de hartlijn van de spindel. Bij schroefdraad is deze afstand de halve spanningsdoorsnede.

$$\sigma_b = \frac{M_{sp} * r}{I_b} \quad (10)$$

Uitgaande van een spindel met trapezium 12 * 2 draad volgt voor $I_b = 541,83 \text{ mm}^4$, als straal van de spindel de halve spanningsdoorsnede; $r_s = (d_1 + d_2) / 4 = 5,125 \text{ mm}$, volgt voor $\sigma_b = 229,3 \text{ N/mm}^2$.

De trekspanning als gevolg van de trekkracht in de spindel is homogeen verdeeld over de spanningsdoorsnede van de spindel. Er geldt dus: $\sigma_a = F_a / A_s = 1500 / 82,52 = 18,2 \text{ N/mm}^2$. De totale, maximale trekspanning wordt hiermee $\sigma_t = \sigma_b + \sigma_a = 247,5 \text{ N/mm}^2$.

Als gevolg van de wringende momenten zal er ook een afschuifspanning in de spindel ontstaan.

$$\tau_w = \frac{M_{wr}}{W_p} = \frac{M_{wr}}{\frac{\pi}{16} * d_s^3} \quad (11)$$

Hierin is nu $M_{wr} = 2,20 \text{ Nm}$ en d_s de spanningsdoorsnede = $10,25 \text{ mm}$. Hiermee wordt deze spanning $10,40 \text{ N/mm}^2$.

De totale ideële spanning in de spindel kan nu bepaald worden. Deze spanning moet onder de vloeispanning van het materiaal blijven.

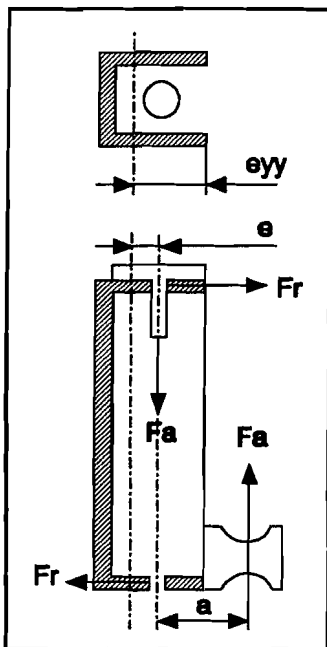
$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 * \tau_w^2} \quad (12)$$

Invullen levert $\sigma_i = 248,2 \text{ N/mm}^2$. Controle op meerdere plaatsen op de spindel leert dat de bovenstaande ideële spanning de grootste is in de hele spindel. De spindel kan dus gedimensioneerd worden bij bovenstaande spanning.

Indien de spindel gemaakt wordt van Fe 510, belastbaar tot 273 N/mm^2 , of van een materiaal vanaf sterkte klasse 4.8 voldoet een spindel met TR 12 * 2 draad.

BIJLAGE VII Berekening U-profiel

Naast de afmetingen van het te berekenen profiel, moet ook bekend zijn waar de hartlijn van de schroefspindel ligt ten opzichte van de "balk-as" van het profiel (excentriciteit e). Ook zijn de radiale lagerkrachten ($F_r = 220$ N; bijlage VI), de buigkracht $F_a (= 1500$ N; bijlage VI) en de afstand a tussen de deze buigkracht en de hartlijn van de spindel, welke in diezelfde bijlage op 22 mm was verondersteld. In figuur 16 zijn de belangrijke afmetingen van het U-profiel en de krachten die er op werken getekend.



figuur 16: U-profiel

De maximale inwendige spanning treedt onderaan in het profiel op, waar de krachten van de klem op het profiel worden overgebracht. Hier is het buigend moment maximaal en gelijk aan $F_a * (a + e)$.

In eerste instantie gaat de voorkeur uit naar een vierkant U-profiel omdat dan aan alle kanten rond de spindel evenveel ruimte overblijft. De binnenruimte tussen de twee flanken moet minimaal 16 mm zijn om de lopende klem nog enige ruimte te bieden. Ook de flanklengte mag niet te kort zijn omdat anders het knikgevaar te groot wordt. Bij langere flanken valt de spindel steeds verder samen met de neutrale balk-as van het profiel. Hiermee neemt echter ook de afstand a van de klem tot

de spindel-as toe waardoor het buigend moment in de spindel toeneemt.

Na een paar globale berekeningen en schattingen wordt profiel met de afmetingen $22*22*22*2$ mm doorgerekend. Het traagheidsmoment I_{yy} van dit profiel is 6100 mm⁴. De afstand $e_{yy} = 1,39$ cm en de hartlijn van de spindel ligt in het middelpunt van het profiel waarmee de afstand $e = 3,9$ mm wordt. Het maximale inwendige moment wordt hiermee: $M_b = F_a * (a + e) = 38,85$ Nm. De maximale buigspanning volgt uit dezelfde formule als voor de buigspanning in de spindel (formule 10, bijlage VI). Hierbij moet voor r de maximale afstand tussen de balk-as van het profiel en de verste flank genomen worden. Deze afstand is dus gelijk aan e_{yy} , invullen van de formule geeft $\sigma_{b_{max}} = 88,53$ N/mm².

Als gevolg van de doorleiding van de buigkracht treedt er in het profiel ook een drukspanning op. Aangenomen wordt dat deze spanning homogeen over de doorsnede van het profiel verdeeld is. Het doorsnede oppervlak van het hier te berekenen profiel is $A = 119 \text{ mm}^2$. De drukspanning wordt hiermee: $\sigma_d = 2 * Fa / A = 3000 / 119 = 25,2 \text{ N/mm}^2$. De maximale spanning in het profiel kan nu bepaald worden met : $\sigma_{\max} = \sigma_{\text{bmax}} + \sigma_d = 113,7 \text{ N/mm}^2$. Deze maximale spanning is een drukspanning en treedt op in de uiteinden van de twee flanken daar waar de kracht van de onderste klem in het profiel wordt doorgeleid. Voor Fe 360 geldt een maximale belastbaarheid van 140 N/mm^2 , en dus zou de conclusie getrokken mogen worden dat het profiel voldoet. Voordat dit echter gezegd kan worden moet het profiel eerst op knikgevaar worden beoordeeld. Hiervoor moet eerst de slankheid van het profiel berekend worden. hiervoor geldt de volgende formule:

$$\lambda = \frac{lk}{i_{\min}} \quad (13)$$

met kniklengte L_k gelijk aan de spindellengte = 150 mm en i_{\min} de kleinste traagheidsstraal:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A_p}} \quad (14)$$

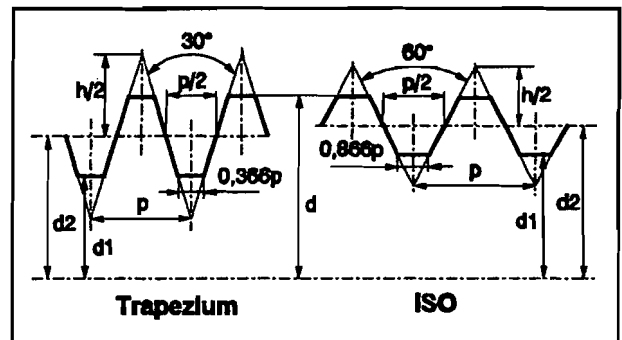
Hierin is A_p het doorsnede oppervlak van het profiel ($= 119 \text{ mm}^2$) en I_{\min} het kleinste traagheidsmoment van het profiel ($= I_{yy} = 6100 \text{ mm}^4$). Hieruit volgt: $i_{\min} = 7,16 \text{ mm}$. De slankheid van het profiel wordt hiermee en met formule (13) $20,95$. Deze waarde van λ ligt net in het grensgebied van de toelaatbare slankheden (≤ 20 ; geen knikgevaar). In dit grensgebied moet gekeken worden of de maximaal optredende drukspanning beneden de knikspanning van het profiel blijft. Met behulp van enkele formules uit lit [5] volgt voor de grensslankheid van het profiel $117,28$, waarmee de knikspanning op $135,9 \text{ N/mm}^2$ komt te liggen, wanneer met een belastingsfactor van $1,5$ wordt gerekend.

De maximaal optredende spanning ligt dus ruim onder de knikspanning van dit profiel, nu mag dus de conclusie getrokken worden dat deze profielvorm ($22*22*22*2 \text{ mm}$) voldoet.

Bijlage VIII Verschil metrische- / trapezium-schroefdraad en herberekening spindel

Het grootste verschil tussen normale en trapezium-schroefdraad is het verschil in tophoek van de draad flanken. Heeft normale schroefdraad een tophoek van 60° , trapeziumdraad werkt met steilere flanken en heeft een tophoek van 30° (zie fig 17).

In lit. [1] is afgeleid dat dit verschil alleen een verschil in het optredende wrijvingsmoment tussen spindel en loopmoer betekent (M_s , bijlage VI). De wrijvingscoëfficiënt tussen spil en moer neemt toe omdat de tophoek β toeneemt en de spoedhoek ook verandert. Hierdoor wordt volgens lit.



figuur 17: trapezium- versus ISO-draad

[1] het wrijvingsmoment M_s 3,7 Nm. Alle

andere krachten in en momenten op de spindel zijn onafhankelijk van de schroefdraadgeometrie en zullen dus even groot zijn als in bijlage VI is berekend.

Wel veranderen er enige karakteristieke maten van de spindel welke zijn aan gegeven in de volgende tabel.

	Tr 12 * 2	M 12
spoed p	2 mm	1,75 mm
buitenmiddellijn d	12 mm	12 mm
kernmiddellijn d1	9,5 mm	9,853 mm
flankmiddellijn d2	11 mm	10,93 mm

Voor een spindel met normale schroefdraad M 12 volgt uit deze geometrische gegevens $I_b = 572,38 \text{ mm}^4$. Als straal voor de berekeningen geldt de halve spanningsdoorsnede; $r_s = (d1 + d2) / 4 = 5,196 \text{ mm}$. De spanningscontrole in de spindel gebeurt weer op de in bijlage VI afgeleide zwaarst belaste positie. Met formule 10 uit diezelfde bijlage volgt nu

$\sigma_b = 220,05 \text{ N/mm}^2$. Voor de trekspanning in de spindel geldt hier weer: $\sigma_a = Fa / A_s = 1500 / 84,8 = 17,68 \text{ N/mm}^2$. De maximale trekspanning wordt hiermee $\sigma_t = \sigma_b + \sigma_a = 237,7 \text{ N/mm}^2$.

Als gevolg van de toegenomen wrijving tussen de spindel en de moer zal ook de afschuifspanning in de spindel groter worden. Er geldt nu $M_{wr} = M_s + M_r = 3,6 + 0,24 = 3,84 \text{ Nm}$. De spanningsdoorsnede is $d_s = 10,39 \text{ mm}$ geworden. Volgens formule 11 wordt hiermee deze afschuifspanning $17,43 \text{ N/mm}^2$.

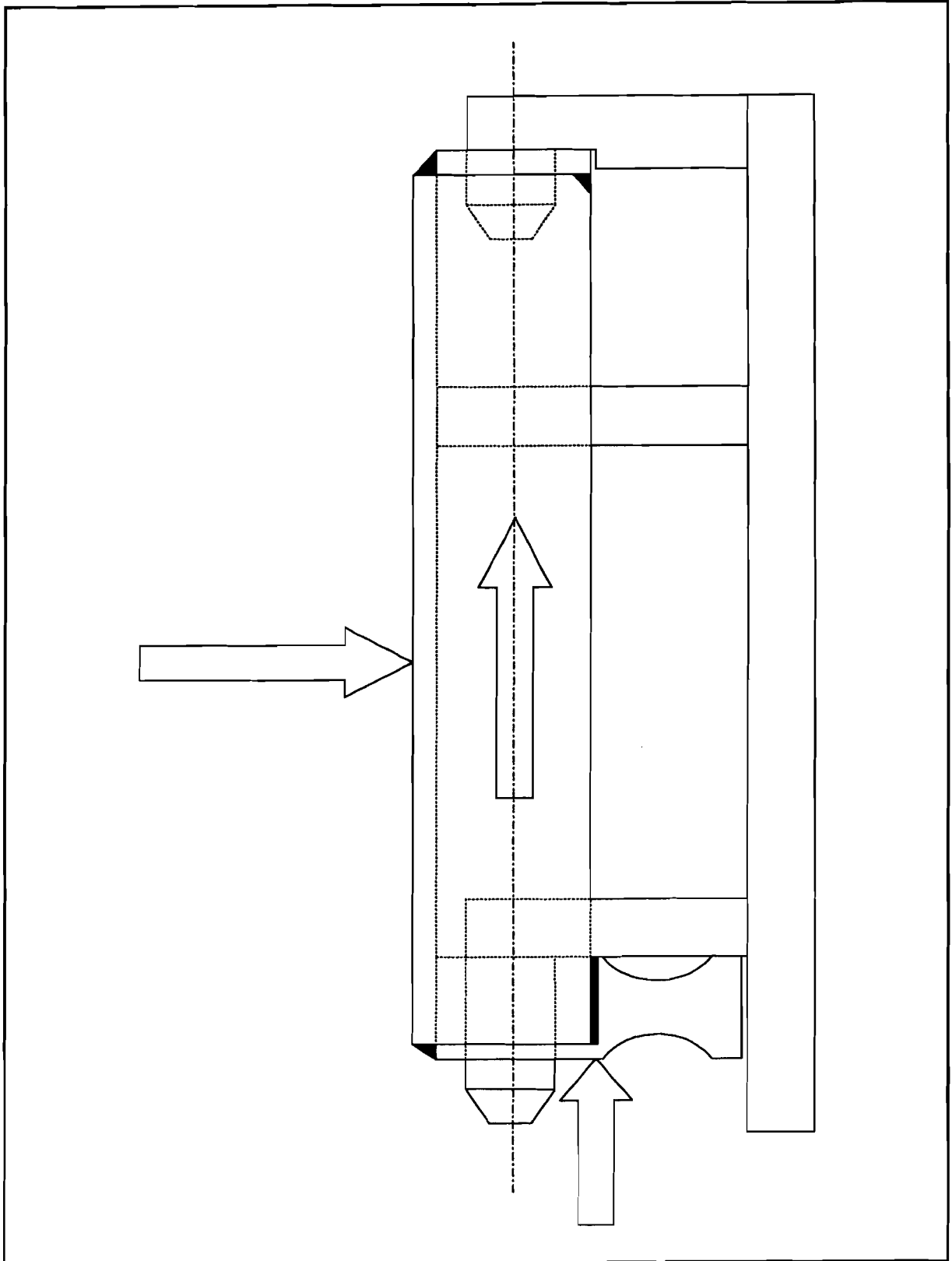
De totale ideale spanning in de spindel kan nu weer bepaald worden volgens formule 12. Voor een M 12spil geldt nu dus $\sigma_t = 239,6 \text{ N/mm}^2$. Indien de spindel weer van Fe 510 gefabriceerd wordt, met een belastbaarheid tot 273 N/mm^2 , of van een materiaal vanaf sterkte klasse 4.6 voldoet een spindel met M 12draad eveneens.

Naast controle op sterkte is het ook belangrijk te weten hoever de spindel onder belasting doorbuigt. De spindel mag niet zo ver doorbuigen dat de aangrijping van de klem met het frame in het geding kan komen of anderszins situaties ontstaan die niet gewenst zijn. Bij voorkeur moet de uitbuiger zo stijf mogelijk zijn. Om een schatting te maken van de doorbuiging van de spindel wordt deze hiertoe gemodelleerd als een tweezijdig opgelegde balk met buigstijfheid I_b . Als belasting wordt het maximale externe moment $Fa * a = 1500 * 0,022 = 33 \text{ Nm}$ genomen dat voor het gemak in het midden van de balk aangrijpend wordt gedacht (grootste doorbuiging). De bij dit geval behorende doorbuiging in het midden van de balk is $Ml / 12EI$, hetgeen met invullen van $l = 0,15 \text{ m}$, $E = 200 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ en $I = 572,38 \text{ mm}^4$, $\Phi(l / 2) = 4,32 \cdot 10^{-2}$ radialen, hetgeen overeenkomt met $2,5^\circ$. Dit betekent dat ter plekke van de aangrijping tussen klem en frame de verplaatsing $22 * \sin(2,5^\circ) = 0,95 \text{ mm}$ is. Ondanks dat dit een bovenschatting is, is deze doorbuiging niet ontoelaatbaar groot.

Bijlage IX Berekening lagerhoogte

De radiale kracht die de spindel op het huis uitoefent wordt zowel boven als onder door een licht gesmeerde glijlagering opgevangen. Deze glijlagering bestaat uit een licht gesmeerd staal-staal contact. Deze contacten moeten een bepaalde oppervlakte hebben zodat de optredende vlakke druk niet groter wordt dan de maximaal toelaatbare. Verder is de draaiende as over de gehele lengte voorzien van schroefdraad, er moet dus ook gezorgd worden dat de spindel soepel loopt. Hierdoor moet de hoogte van de geleiding tenminste een maal de spoed van de schroefdraad bedragen, zodat er altijd contact is met een draad omtrek. De spoed van de te gebruiken M 12 spindel is 1,75 mm. Het geprojecteerde contactoppervlak van de grootste breedte op de lagering is hier de breedte van de top van een draadflank vermenigvuldigd met de diameter van de spindel. De breedte van de top van een M 12 draad is volgens NEN 81 0,22 mm waardoor het contactoppervlak van een draadomtrek $0,22 * 12 = 2,64 \text{ mm}^2$. De radiale kracht was in bijlage VI berekend op 220 N, zodat hier dan de vlakke druk $220 / 2,64 = 83,33 \text{ N/mm}^2$ wordt. De maximaal toelaatbare vlakke druk van Fe 360, het materiaal van het huis en het lager, is 140 N/mm^2 , zodat deze hoogte voldoende zou zijn. Om de overgang van het contact tussen de ene draadflank en de volgende te bevorderen is het beter de hoogte iets groter te nemen dan een keer de spoed. Verder bezit de spindel gerold schroefdraad, deze heeft een afgeronde draadtop en dus ook een kleiner contact oppervlak. Ook kan in verband met te verwachten onvoldoende smering de hoogte beter groter genomen worden zodat de slijtage aan de spindel en aan het lager beperkt blijft. Daarom wordt gekozen het bovenste lager een hoogte van tweemaal de spoed te geven; dus 3,5 mm. Het onderste lager krijgt dezelfde hoogte als de klem, waar de spindel doorheen loopt.

Bijlage X De lasmal

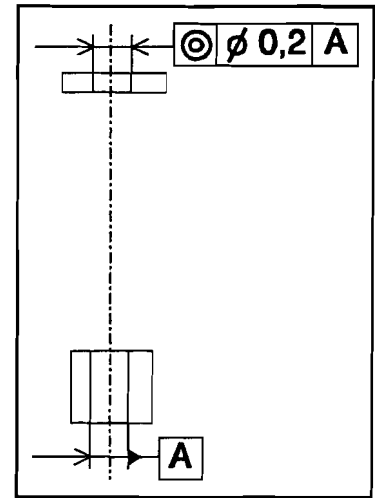


figuur 18: princieschets lasmal

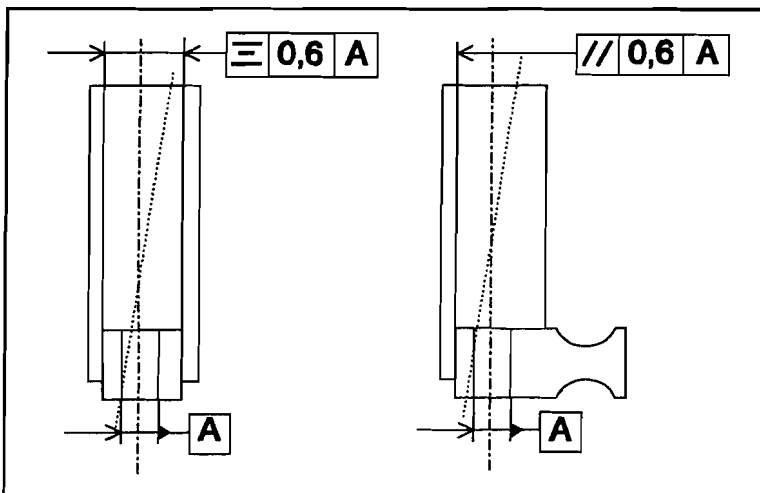
Bijlage XI Toleranties

Om ervoor te zorgen dat de spindel altijd gemonteerd kan worden en na montage ook kan draaien wordt het gat van het kapje concentrisch en coaxiaal getolereerd ten opzichte van het referentie gat in de onderste klem. Met de nauwkeurigheid van 0,2 moet de hartlijn van het 3,5 mm hoge kapje binnen de cilinder met een straal van 0,2 mm rond de hartlijn van het onderste gat blijven. Het bovenste gat kan 0,2 mm verschoven zitten ten opzichte van het onderste, het kan een scheefstelling van 3,2° hebben of iets daar tussenin.

In figuur 19 is deze tolerantie getekend.



figuur 19: tolerantie 1



figuur 20: toleranties 2 en 3

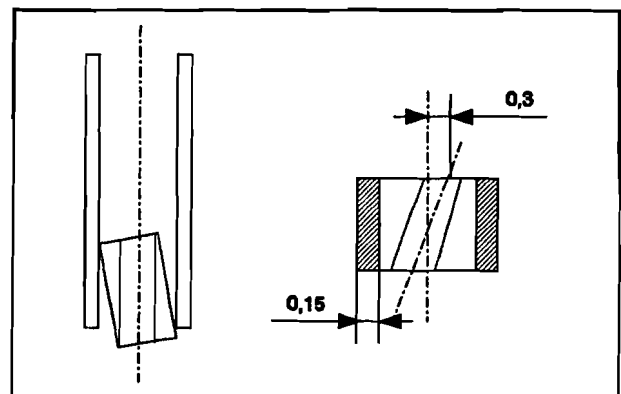
De spindel moet in het profiel kunnen passen en de lopende klem moet door het profiel kunnen schuiven waarbij deze niet tegen de flanken van het profiel mag vastlopen.

Daarom moet de spindel zoveel mogelijk langs de ideale lijn lopen. De rug van het profiel wordt op evenwijdigheid met de hartlijn van het

gat in de klem getolereerd, de flanken op symmetrie met ditzelfde gat. Met de waarden 0,6 wordt een balk van 0,6 mm bij 0,6 mm rond de ideale lijn gecreëerd zodat de hartlijn van de spindel zowel boven als onder in beide richtingen maximaal 0,3 mm van de ideale lijn mag afwijken. Indien de normale toleranties van de klem en het kapje op $\pm 0,3$ mm worden gesteld hoeven er geen extra toleranties aan deze onderdelen gesteld te worden. In figuur 20 zijn deze toleranties getekend waarbij de afwijkingen die in grootte worden beperkt door middel van een stippellijn zijn weergegeven.

De montage van de onderdelen gebeurt met behulp van de lasmal zoals die in bijlage X is geschetst. Het uitrichten van de twee gaten gebeurt hierin met twee positioneerpennen. Er moet voor gezorgd worden dat met de toleranties van de onderdelen alles ingeklemd kan worden en dat na montage de klem in ieder geval kan bewegen zonder tegen de flanken of de rug van het profiel vast te lopen. Verondersteld is dat alle maten normaal op $\pm 0,3$ mm getolereerd gaan worden. Voor de onderste klem moet de speling tussen de zijkanten van de klem en flanken van het profiel groot genoeg zijn om een nog net binnen de tolerantiegrenzen vallende klem uit te kunnen richten. Hiervoor is een minimale speling van 0,45 mm nodig (zie figuur 21). De scheefstand van de klem bedraagt dan $1,5^\circ$.

De nominale speling wordt met normale toleranties dus minimaal 0,75 mm. Deze speling is te groot om het profiel, binnen de gestelde symmetrie eisen tegen de klem te kunnen positioneren. Het uitrichten van het profiel aan de klemzijde kan dus het beste gebeuren met een aanslag. Hiervoor wordt het blok dat ook de onderste klem positioneert zo breed uitgevoerd dat tot de



figuur 21: maximale scheefstand klem

nominale positie van de flanken aan beide kanten 0,3 mm speling blijft, zodat het profiel altijd binnen de tolerantiegrenzen blijft. Het element dat het profiel aan de andere zijde ondersteunt heeft in de breedte dezelfde werking zodat tot de flanken van het profiel het tolerantievlak is vastgelegd. Deze laatste ondersteuning moet in de hoogte echter ook het profiel op de nominale maat ondersteunen.

De flanken van het afgezaagde profiel moeten goed loodrecht op de rug van het profiel staan. Het vlak door de zaagsnede wordt op haaksheid met de rug van het profiel getolereerd met een waarde van 0,4 mm. dit komt neer op een maximale hoekfout van 1° . De lengte van het profiel hoeft niet zo heel nauwkeurig te zijn. De nominale maat is 160 mm. Langer is niet gewenst omdat de bereikbaarheid van las aan de onderzijde in dan in het geding komt. Een iets korter profiel kan geen kwaad. De grens wordt zo gelegd dat de maximale lengte 160 mm blijft en de minimale 159 mm wordt.

Door de tolerantie van de twee gaten op coaxialiteit en door maatafwijkingen in de spindel moeten de twee gaten ook ruimer worden dan 12 mm. Om de maximale afwijkingen in coaxialiteit te compenseren moeten beide gaten minimaal 12,1 mm zijn zodat beide gaten zeker 0,2 mm ten opzichte van elkaar verschoven mogen zitten. Het tolerantieveld van de spindel is g6, waardoor de werkelijke maat altijd beneden de nominale maat blijft. In het gat mag tot de spindel enige speling overblijven, gesteld wordt een tolerantieveld waarbij de onderste grens de gestelde 12,1 mm en de bovengrens 12,2 mm is.

De minimale ruimte tussen de spindel en de flanken van het profiel kan bepaald worden door de tolerantiegrenzen op te tellen. 0,3 mm voor de symmetrie en 0,2 mm voor coaxialiteit. De 0,1 mm voor de maximale speling van de spindel in het gat wordt hier buiten beschouwing gelaten omdat deze speling altijd zowel positief als negatief kan zijn. In het uiterste geval zit één van de twee gaten dus 0,5 mm dicht op de flanken dan nominaal. Ten opzichte van de rug wordt dezelfde waarde bereikt. In figuur 21 was afgeleid dat de maximale maatonnauwkeurigheid bij de normale toleranties 0,45 mm bedraagt. Uitgaande van de gestelde nominale speling van 1 mm aan weerszijden van de lopende klem, is er in het ongunstigste geval nog 0,05 mm speling tot de flanken. De maten van deze lopende klem hoeven dus niet extra getolereerd te worden.

Bijlage XII Bewerkingvoorschriften en montagevolgorde

Bewerkingen:

- * Boven- en onderklem frezen, gat boren en draad tappen
- * Profiel op lengte afzagen; bovenste zaagsnede evt. nabewerken
- * Spindel op lengte afzagen; kanten zaagsnede breken, evt op draaibank
- * Kapje knippen, ponsen of zagen en gat boren
- * Onderklem, profiel en kapje inklemmen in lasmal en uitvoeren lassen volgens voorschriften
- * Body en lopende klem fosfateren (en indien gewenst lakken, m.u.v. contactvlakken met spindel)
- * Contactvlakken van de klemmen met het frame voorzien van beschermende laag door onderdompelen in vloeibaar kunststof bad

Montage:

- * Handgreep op spindel schroeven en borgen met locktide
- * Grootste ring op spindel schuiven
- * Spindel nu van boven af door het kapje van de body schuiven
- * De lopende klem tussen de flanken van het profiel leggen en de spindel hier doorheen schroeven
- * De spindel door de onderste klem heen schuiven
- * Vervolgens het kleinste ringetje op de spindel schuiven
- * Het geheel borgen met de dopmoer; deze zo aandraaien dat er geen voelbare speling meer is, doch niet zo strak dat de spindel onder voorspanning staat

Bijlage XIII Kooponderdelen



Gewindestangen DIN 975 Stahl gerollt mit metrischem Gewinde

Werkstoff: 4.6 früher St 37, rechtsgängig, 1000 mm lang.

Bestellangaben: z.B. Art.-Nr. 650 003, Gewindestange DIN 975, M 3, rechts.

Artikel-Nummern	Gewindestärken	Steigungen	Artikel-Nummern	Gewindestärken	Steigungen	Artikel-Nummern	Gewindestärken	Steigungen
650 003	M 3	0,5	650 010	M 10	1,5	650 020	M 20	2,5
650 004	M 4	0,7	650 012	M 12	1,75	650 022	M 22	2,5
650 005	M 5	0,8	650 014	M 14	2	650 024	M 24	3
650 006	M 6	1	650 016	M 16	2	650 030	M 30	3,5
650 008	M 8	1,25	650 018	M 18	2,5	650 036	M 36	4

Maße in mm

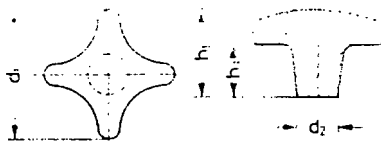
Gewindestangen DIN 975 Stahl gerollt mit metrischem Gewinde

Werkstoff: 4.6 früher St 37, linksgängig, 1000 mm lang.

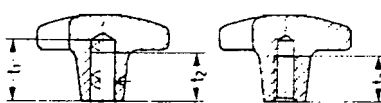
Bestellangaben: z.B. Art.-Nr. 650 305, Gewindestange, DIN 975, M 5, links.

Artikel-Nummern	Gewindestärken	Steigungen	Artikel-Nummern	Gewindestärken	Steigungen	Artikel-Nummern	Gewindestärken	Steigungen
650 305	M 5	0,8	650 312	M 12	1,75	650 320	M 20	2,5
650 306	M 6	1	650 314	M 14	2	650 322	M 22	2,5
650 308	M 8	1,25	650 316	M 16	2	650 324	M 24	3
650 310	M 10	1,5	650 318	M 18	2,5	650 330	M 30	3,5

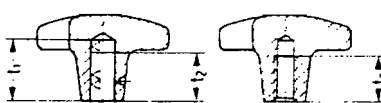
Maße in mm



Ausf. A



Ausf. C



Ausf. E

Kreuzgriffe DIN 6335 GG

Werkstoff: Grauguß

Ausf. A = Rohling mit voller Nabe, nur noch soweit am Lager lieferbar.
Ausf. C = Mit Sackloch H7. Ausf. E = Mit Gewinde-Sackloch.

Bestellangaben: z.B. Art.-Nr. 660 020, Kreuzgriff DIN 6335 GG, Ausf. A, 20 mm.

Artikel-Nummern			Abmessungen							
Ausf. A	Ausf. C	Ausf. E	d ₁	d ₂	d ₄ H7	d ₅	h ₁	h ₃	t ₁	t ₂
660 020	660 120	660 220	20	8	4	M 4	14	6	10	7
660 025	660 125	660 225	25	10	5	M 5	17	8	12	9
660 032	660 132	660 232	32	12	6	M 6	21	10	15	12
660 040	660 140	660 240	40	14	8	M 8	26	14	18	15
660 050	660 150	660 250	50	18	10	M 10	34	20	21	18
660 063	660 163	660 263	63	20	12	M 12	42	25	25	22
660 080	660 180	660 280	80	25	16	M 16	52	30	32	28
660 098	660 198	660 298	100	32	20	M 20	65	38	40	36

Maße in mm

Kreuzgriffe ähnlich DIN 6335 Pr

Werkstoff: Kunststoff Typ 31
schwarz, hochglanzpoliert

Ausf. H = Mit Sacklochbuchse H7, Ausf. K = Mit eingepreßter Messinggewindebuchse.

Bestellangaben: z.B. Art.-Nr. 660 420, Kreuzgriff DIN 6335 Pr, Ausf. H, 20 mm.

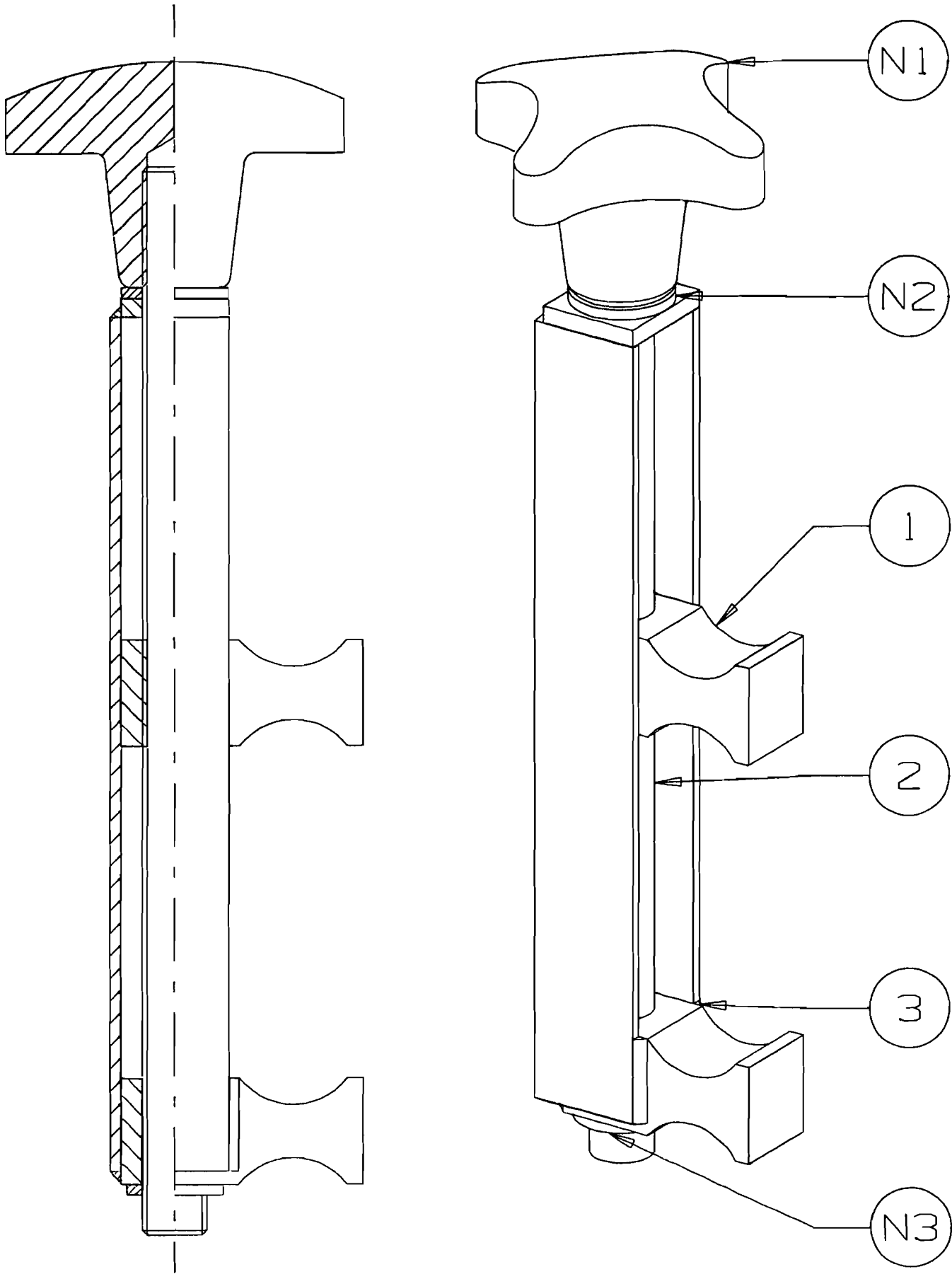
Artikel-Nummern		Abmessungen							
Ausf. H	Ausf. K	d ₁	d ₄ H7	d ₅	d _e	h ₃	h ₄	t ₅	t ₆
660 420	660 520	20	4	M 4	10	6	13	6	7,5
660 425	660 525	25	5	M 5	12	8	16	7,5	9,5
660 432	660 532	32	6	M 6	14	10	20	9	12
660 440	660 540	40	8	M 8	18	13	25	12	14
660 450	660 550	50	10	M 10	22	20	32	15	18
660 463	660 563	* 63	12	M 12	26	25	40	18	22
660 480	660 580	* 80	16	M 16	35	30	50	26	30

* Mit Stahl-Gewindebuchse.

Maße in mm

Bijlage XIV Samenstellingstekeningen

WB-209-00 Vorkuitbuiger



WB-209-03-00 Body

