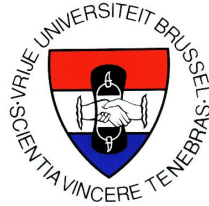


Vrije Universiteit Brussel



Faculteit Toegepaste Wetenschappen
Vakgroep Werktuigkunde

**Bouw en sturing van een pneumatisch
aangedreven manipulatorarm in
direct contact met een operator.**

David De Tobel

Proefschrift ingediend tot het behalen van de academische graad van
Burgerlijk Werktuigkundig Elektrotechnisch ingenieur

Promotor: Prof. Dr. ir. F. Daerden
Copromotor: Prof. Dr. ir. D. Lefeber

Academiejaar 2002-2003

Dankwoord

Hoewel mijn naam onder dit werk staat, is het tot stand komen ervan zeker niet alleen mijn verdienste. Zonder hulp was dit werk nooit een feit geworden. Een speciaal woord van dank gaat daarom uit naar de volgende mensen:

Linda, voor alles, maar dan voornamelijk voor het geduld dat ze telkens weer kon opbrengen,

mijn ouders, niet alleen voor de morele steun heel het jaar door, maar ook voor de kans die ze me gaven om deze studies aan te vangen,

mijn broer en zussen, voor de opofferingen die ze voor me maakten en de aanmoediging,

Frank Daerden, de promotor van dit afstudeerwerk, voor de goede raad en de professionele begeleiding,

Michaël Van Damme, voor de hulp bij het programmeren, het nalezen van de eerste teksten en de bijdrage van nuttige informatie,

Joris Naudet, voor de nuttige tips bij de studie van de estimatietechnieken,

Ronald Van Ham en *Björn Verrelst*, voor het delen van hun labo ervaring,

André Plasschaert en *Jean-Paul Schepens*, voor de technische hulp en

Jean-Marc Timmermans, *Petrus Monteyne* en *Bram Vanderborght*, voor de helpende hand(en) en de woorden van motivatie.

Jullie bijdrage betekende veel voor mij. Uiteraard vergeet ik nog vele mensen, die onrechtstreeks ook bijdroegen tot het eindresultaat, mijn waardering geldt ook voor hun.

David.

Samenvatting

Een robot die een operator assisteert bij het heffen en verplaatsen van lasten zou de geschikte oplossing zijn om de fysieke werklast in vele beroepen te beperken. Opdat de operator dit nauw contact met de robotarm als aangenaam zou ervaren, zal er een zeer geschikte sturing voor de robotarm ontwikkeld moeten worden.

Daar de dimensies en het ontwikkelde vermogen van de voorgestelde armconstructie het niet toelaten om op een veilige manier deze geschikte sturing te ontwerpen, werd er een schaalmodel van deze robotarm gebouwd.

Een armmodel, gebaseerd op de dynamica van een drieledige arm, werd opgesteld. De robot is immers tweeledig en het ontwerp schrijft voor dat de last scharnierend wordt opgehangen. Dit model zal, wegens het niet-lineaire gedrag van de arm, onontbeerlijk blijken voor de controletaken. Als positiecontroller werd de sliding mode techniek uitgewerkt. Methoden uit de systeemidentificatie worden toegepast, om de onbekende last en de inwerkende operator krachten te kunnen schatten. Hierdoor wordt enerzijds een grote onzekerheid in het model opgevangen en anderzijds een dure krachtsensor vermeden. De kennis van de krachten en een degelijke positiecontroller zijn de enige vereisten om een impedantiecontroller te verwezenlijken. De armreactie op de inwerkende operator krachten kan dan louter afhankelijk worden van de voorgeschreven kracht/positie relatie. Zo zal een last met groot gemak verplaatst kunnen worden.

De praktische realisaties beperkten zich tot een massaschatting op de éénledige arm en het operatief maken van het schaalmodel.

Résumé

Un robot qui donne de l'assistance à un opérateur à soulever et déplacer des charges serait la solution propre à réduire l'embarras physique du travail. Pour que l'opérateur éprouvait ce contact étroit avec le bras robotisé agréable, une commande très convenable devrait être développée.

Parce que les dimensions et la puissance produite de la construction du bras présenté n'accepte pas de développer cette commande convenable à une manière sûre, une maquette de ce bras robotisé devenait construite.

Un modèle de bras, basé sur le dynamique d'un bras triple, devenait établi. C'est que le robot est double et le projet ordonne que la charge est accrochée pivotante. Ce modèle, pour cause de la non-linéaire conduite du bras, paraîtra indispensable pour les tâches de contrôle. Comme contrôler de position, la technologie sliding mode sera développée. Des méthodes du système d'identification seront appliquées pour qu'on puisse évaluer la charge inconnue et les forces d'opérateur influées. De cette manière, d'une part une grande incertitude du modèle sera soutenue et d'autre part un détecteur de force cher évité. La connaissance des forces et un contrôler de position de bonne qualité sont les seules conditions pour réaliser un contrôler d'impédance. La réaction du bras sur les forces d'opérateur influées peut alors simplement être dépendant de la relation force/position prescrit. Ainsi une charge pourra facilement être transportée.

Les réalisations pratiques se limitaient jusqu'à l'évaluation de masse sur un bras d'une pièce et de rendre opérationnelle la maquette.

Inhoudstafel

Hoofdstuk 1	Inleiding	1
Hoofdstuk 2	De actuatoren en hun gebruik.	3
2.1	De actuatoren.	3
2.1.1	Het concept.	3
2.1.2	Prestaties en karakteristieken.	4
2.2	Gebruik van de actuatoren.	6
2.2.1	Werkingsprincipe als rotatieve actuator.	6
2.2.2	Antagonistisch werkingsprincipe.	7
Hoofdstuk 3	Massabepaling toegepast op een éénledige arm.	10
3.1	Algemeen werkingsprincipe manipulatorarm.	10
3.2	De opstelling.	10
3.2.1	De éénledige arm.	10
3.2.2	Instrumentatie.	11
3.2.3	Meet/stuurprocedure.	12
3.3	Druksturing.	14
3.3.1	Klepperformantie.	14
3.3.2	Systeem klap/spier.	15
3.3.3	De arm in zijn geheel.	17
3.4	Positiesturing.	19
3.5	Massabepaling.	21
3.6	Besluit.	25
Hoofdstuk 4	Ontwerp tweeledige arm.	26
4.1	Oorspronkelijk ontwerp.	26
4.2	Schaalmodel.	28
4.2.1	Motivatie.	28
4.2.2	Herschaling.	28
4.2.3	Eigenlijke ontwerp.	30
4.2.4	Traagheidsparameter.	32

4.3	Prestaties.	33
4.3.1	Contracties, hefboomen en koppelfuncties.	33
4.3.2	Statisch momentenevenwicht.	37
4.3.3	Maximale belasting.	38
4.3.4	Drukken behorende bij een onbelaste arm.	40
4.4	Besluit.	41
Hoofdstuk 5	Dynamisch model.	42
5.1	Methode van Lagrange.	42
5.1.1	Algemene uitdrukking.	42
5.1.2	Kinetische energie.	43
5.1.3	Potentiële energie.	43
5.2	Bewegingsvergelijkingen van een driedelige arm.	44
5.2.1	Methode van Lagrange toegepast.	44
5.2.2	Externe kracht.	47
5.2.3	Wrijvingsmodel.	49
5.3	Het volledige dynamische model.	50
5.4	Druksturing gebruikt als koppelsturing.	52
5.5	Besluit.	53
Hoofdstuk 6	Positie/trajectcontrole.	54
6.1	Niet-lineaire systemen.	54
6.2	Model voor de feedforward regelactie.	55
6.3	Siding mode controle: robuuste controller.	57
6.4	Implementatieschema.	60
6.5	Simulatieresultaten.	62
6.6	Besluit.	66
Hoofdstuk 7	Estimatie van de externe belasting.	67
7.1	Parameterschattingsmethoden.	67
7.1.1	Estimatiemodel.	67
7.1.2	Estimatietechnieken.	67
7.1.3	Eerder voorgestelde estimatietechniek.	70

7.2	Uitgewerkte schattingen.	70
7.2.1	Basis voor het estimatiemodel.	70
7.2.2	Estimatiemodel voor de last.	72
7.2.3	Uitgeoefende operatorkrachten.	73
7.2.4	Gefilterd estimatiemodel.	75
7.3	Implementatieschema.	76
7.4	Simulatieresultaten.	78
7.4.1	Lastschatting.	78
7.4.2	Krachtschatting.	80
7.5	Besluit.	82
Hoofdstuk 8	Assistentietaak.	83
8.1	Inleiding.	83
8.2	Impedantie/admittantiecontrole.	84
8.2.1	Het principe.	84
8.2.2	Implementatie.	85
8.2.3	Inverse kinematica.	88
8.3	Globaal 'assistentietaak'-schema.	89
8.4	Simulatieresultaten.	90
8.5	Besluit.	92
Hoofdstuk 9	De praktische realisatie.	93
9.1	De opstelling.	93
9.2	Performantie van de kleppen en reactie van het systeem.	96
9.2.1	Bovenarm.	96
9.2.2	Onderarm.	98
9.3	Dimensieloze spankrachtfuncties en bijhorende koppelfuncties.	99
9.3.1	De spankrachtfunctie opmeten.	99
9.3.2	De koppelfunctie opmeten.	101
9.4	Vergelijking model en realiteit.	103
9.5	Een eerste manipulatorimplementatie.	104
9.6	Besluit.	105

Hoofdstuk 10	Conclusies.	106
10.1	Conclusie.	106
10.2	Toekomstperspectieven.	107
Appendix 1	Instrumentatie (1).	
Appendix 2	Ontwerptekeningen.	
Appendix 3	Traagheidsparameters.	
Appendix 4	$\alpha\beta$ -grafieken.	
Appendix 5	Estimatiemethoden.	
Appendix 6	Uitgewerkte estimatiemodel voor de last.	
Appendix 7	Instrumentatie (2).	
Appendix 8	Stuurelektronica.	

Hoofdstuk 1

Inleiding.

Deze thesis maakt deel uit van een project dat reeds twee jaar geleden gestart werd. Het doel van dit project is de ontwikkeling van een industriële manipulatorarm. Deze moet in staat zijn om een operator te assisteren bij het heffen en verplaatsen van lasten. Daar de arm niet langer een vaste taak krijgt, maar zal moeten bijspringen waar de operator dat eist, wordt er niet over een robotarm gesproken. De term manipulator is hier meer geschikt. Daar bestaande technieken er niet in slagen de operator voldoende op te volgen of daar ze de operator te veel bewegingsvrijheid ontnemen, zijn ze veelal eerder een bron van ergernis dan een hulp. Daarom wordt er voor dit project duidelijk gesteld dat de operator geen hinder mag ondervinden van de robotarm. De natuurlijke werksituatie, waar de operator de last vast houdt, wordt daarom vooropgesteld. Er moet bovendien getracht worden om de operator ten alle tijden een zekere voeling met de last te geven.

De voorgaande thesis: “Ontwerp, bouw en sturing van een robotarm met drie vrijheidsgraden voor het leveren van assistentie bij het heffen van lasten” door Joris Moor en Johan Heiler, onderzocht welke technieken er destijds aangewend werden om deze taak te verwezenlijken. Vervolgens werd er een voorstel tot ontwerp van de manipulatorarm gedaan. Deze arm wordt aangestuurd met pneumatische actuatoren. Deze arm is in staat om massa's tot 30 kg te dragen. Het ontwerp zal ook in de verdere tekst meer aandacht krijgen.

Daar er in deze thesis onderzoek wordt verricht om een geschikte sturing te achterhalen, worden de twee voorgestelde aanstuurmethoden uit het vorige werk hier al kort herhaald:

Bij de ‘positiesturing’ zal een veranderende operatorkracht zich manifesteren in een aansturing van de hoeken. Bij deze methode zullen gelijke operatorkrachten steeds gelijke hoekveranderingen opleveren, de operator kan dus zowel grote als kleine massa's met hetzelfde gemak verplaatsen.

De ‘druksturing’ vangt de operatorkrachten op door rechtstreeks de drukken in de spieren in overeenstemming aan te sturen.

Bij de eerste methode zullen gelijke operatorkrachten gelijke drukveranderingen teweegbrengen. Hierdoor zullen grotere massa's tot minder grote hoekveranderingen leiden. Bij de druksturing houdt de operator, door de slomere reactie van de arm voor grotere massa's, voeling met de eigenlijke last.

Beide manieren van aansturen hebben hun voor- en nadelen. De uiteindelijke keuze zal afhangen van de taak die de arm in de werkomgeving moet uitvoeren.

De thesis werd afgesloten met de theoretische uitwerking van een hoeksturing voor een tweeledige arm. Deze vertoont belangrijke nadelen, daarom zal er naar andere sturingen gezocht moeten worden.

In deze thesis wordt het onderzoek naar een geschikte sturing verder gezet.

De bekomen resultaten worden in dit proefschrift gebundeld. Toch wordt er eerst een hoofdstuk gewijd aan de gebruikte pneumatisch actuatoren. Hun belangrijkste eigenschappen worden op een rijtje gezet. Deze zijn immers essentieel bij het verdere verloop van dit werk.

In het volgende hoofdstuk wordt de praktische uitwerking van een massabepaling op een éénledige arm neergeschreven. Deze werd uitgevoerd om in te springen op het voorgaande werk en zo werd bovendien de eerste praktijkkennis verworven die later zeker nog van pas bleek te komen.

Hoofdstuk 4 beschrijft het oorspronkelijke armmodel. Daar deze constructie echter niet geschikt is om naar een sturing op zoek te gaan, werd er een schaalmodel van de arm ontworpen. Uitgaande van de theoretische spierkarakteristieken werden de bijhorende prestaties berekend. De bepaling van de koppelfuncties is hierin essentieel, deze bepalen immers samen met de spierdrukken de geleverde actuatorkoppels.

Daar de nieuwe constructie vervaardigd moest worden, kwam er tijd om de sturing van naderbij te bestuderen. Deze bleef lang een vraagteken, maar uiteindelijk werden er toch nieuwe mogelijke uitvalsbasissen gevonden. Deze zijn één voor één gebaseerd op de dynamica die het eigenlijke robotgedrag beschrijft. Daarom werden de bewegingsvergelijkingen voor het schaalmodel opgesteld en als basis voor een theoretisch model gebruikt. Aan de hand van dit model werd er een simulatie gemaakt die het armgedrag kan voorspellen. Implementaties kunnen nu softwarematig uitgewerkt worden.

Deze bewegingsvergelijkingen zijn essentieel voor de drie daarop volgende hoofdstukken. Het eerste werkt de sliding mode controller uit. Deze wordt in de literatuur omschreven als de betere trajectcontroller. In het volgende hoofdstuk worden de bewegingsvergelijkingen omgevormd tot geschikte estimatiemodellen. Deze beogen de schatting van de onbekende last en de inwerkende operatorcrachten. Voor zowel de sliding mode controller als de estimatietechnieken wordt er uitgebreid over de invloed van modelonzekerheden op de performantie van deze technieken uitgeweken. Er werd ook gecontroleerd of de statische benadering van deze vergelijkingen eventueel veroorloofd zijn, deze zouden de implementatie immers duidend eenvoudiger maken. Het hoofdstuk dat daarop volgt koppelt de drie eerdere hoofdstukken. Hier wordt de impedantiecontroller geïntroduceerd als mogelijke controller om de assistentietaak op zich te nemen. De implementatie van deze methode is relatief eenvoudig, ze vereist wel de kennis van de operatorcrachten. Over de manier waarop deze controller de assistentietaak moet verwezenlijken kan wel gediscussieerd worden.

Later kon dan ook de samenbouw van de armconstructie beginnen: de opstelling werd volledig actief gemaakt en de bevindingen bij de eerste meetresultaten worden in hoofdstuk 9 gebundeld.

Daar deze thesis een bijdrage levert tot het project waarin het kadert, werd er getracht om de bekomen bevindingen zo goed mogelijk weer te geven, zodat opvolgers er wel degelijk iets aan hebben.

Hoofdstuk 2

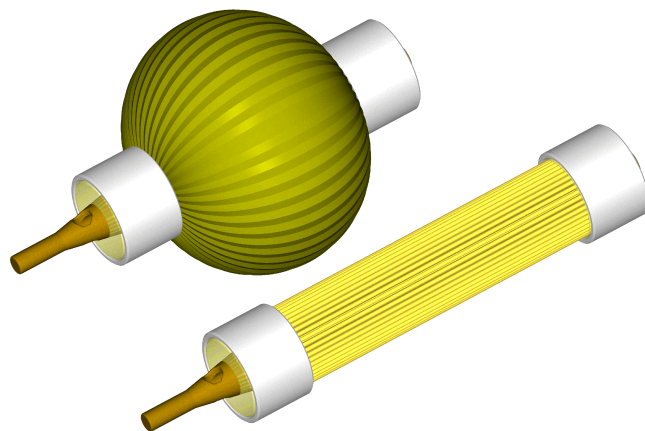
De actuatoren en hun gebruik.

Daar de robotarm geactueerd wordt met geplooide pneumatische artificiële spieren, is het voor de verdere uitwerkingen en toepassingen zeker nuttig deze actuatoren in dit inleidende hoofdstuk even onder de loop te nemen. De belangrijkste eigenschappen van de actuatoren en hun gebruik als rotatieve actuator worden op een rij gezet. Belangrijke begrippen en definities worden toegelicht, zodat ze verder in het werk consequent gebruikt kunnen worden. Voor meer informatie wordt naar het werk “*Conception and Realization of pleated Pneumatic Artificial Muscles and their Use as Compliant Actuation Elements*” [2] verwezen, waarop dit hoofdstuk volledig gebaseerd is.

2.1 De actuatoren.

2.1.1 Het concept.

In toepassingen waar het eigengewicht van de constructie een belangrijke rol speelt, de bewegingssnelheden eerder laag zijn, maar er toch een groot vermogen geëist wordt, zal blijken dat klassieke actuatoren zoals DC-motoren, AC-motoren en stappenmotoren niet voldoen. Hydraulische actuatoren daarentegen hebben de eigenschap een betere vermogen tot gewicht verhouding te hebben en lijken daarom al veel meer geschikt. Bovendien kunnen deze de te actueren gewrichten rechtstreeks aansturen, terwijl de eerder vermelde types veelal een transmissie vereisen om bij lage snelheden en met grote koppels te werken, wat uiteraard nadelig is voor het eigengewicht. De hydraulische actuatoren vereisen echter zeer hoge drukken en er is geen soepelheid inherent. Daarom lijken ze ook niet de ideale oplossing. Pneumatische actuatoren zullen wegens de samendrukbaarheid van gassen wel een zekere soepelheid vertonen, bovendien zijn de voedingsdrukken veel lager. De meest gekende pneumatische actuator zijn de zuigers. Een ander type: de Pneumatic Artificial Muscles (*PAM*), of Pneumatische Artificiële spieren (*PAS*), waarvan de drukkamer bestaat uit een vervormbaar membraan, waardoor het eigengewicht laag blijft, vertonen een beter vermogen tot gewicht verhouding



figuur 2.1: Geplooide pneumatische artificiële spieren.

dan de klassieke zuigers. *PAS* zijn samentrekkende lineaire actuatoren die door middel van een gas onder druk geplaatst kunnen worden. Het werkingsprincipe is eenvoudig: een flexibel en versterkt membraan vormt samen met de bevestigingsuiteinden een gesloten kamer. Als deze ruimte onder druk gezet wordt, blaast ze zich op en dit gaat samen met een axiale samentrekking die een zekere kracht in deze axiale richting verzorgt. Uit toenmalig onderzoek bleken de bestaande *PAS* slechts matige contracties toe te laten en vertoonden ze een duidende hysteresis, als gevolg van wrijving inherent aan de uitvoering. Andere types slaagden erin deze wrijving te omzeilen, maar deze waren dan weer complexer in constructie. Daarom werd er aan de vakgroep Werktuigkunde van de Faculteit Toegepaste Wetenschappen van de VUB een nieuw type ontwikkeld: de Pleated PAM of Geplooidde *PAS* (*GPAS*). Deze zijn opgebouwd uit een membraan met een grote treksterkte, initieel is dit membraan geplooid, maar tijdens de contractie ontvouwen deze plooien zich, zie figuur 2.1. Het membraan was oorspronkelijk een weefsel van trekvezels, maar recentere uitvoeringen combineren een eenvoudig membraan met de treksterkte van deze vezels, waarbij het werkingsprincipe blijft behouden. Dit werkingsprincipe vertoont veel minder wrijving, waardoor grote energieverliezen vermeden worden. Bovendien werden er grotere krachten en contracties mogelijk.

Aangezien het opzet van deze thesis meedingt naar het uiteindelijke doel: de ontwikkeling van een robotarm die een operator assisteert bij het heffen en verplaatsen van lasten, zullen deze actuatoren uiteraard zeer geschikt zijn. Een laag eigengewicht, om zo de nuttige draagkracht van de arm in verhouding zo groot mogelijk te maken en eventueel om een mobiele constructie mogelijk te maken. Grote krachten, om lasten te heffen die het menselijk kunnen eventueel overschrijden. Een zekere soepelheid van de constructie, om een nauw contact met een operator mogelijk te maken. Deze interactie, waar de operator de arm ‘begeleidt’, garandeert bovendien lage bewegingssnelheden en zo komt de *GPAS* volledig tot zijn recht als de geschikte actuator voor de taak.

2.1.2 Prestaties en karakteristieken.

Hieronder worden de belangrijkste eigenschappen van de *GPAS* weergegeven zoals ze theoretisch werden afgeleid bij de ontwikkeling van deze spieren. Uit testen op een trekbank bleek het theoretische inelastische model zeer goed gecorreleerd met de werkelijkheid, op enkele afwijkingen, bij extreme toestanden zoals grote of kleine contractie en lage voedingsdrukken na.

De kracht die de spier kan leveren wordt gegeven door de volgende uitdrukking:

$$F = pl_{sp}^2 f_{to}(\varepsilon, (R/l)_{sp}) \quad (2.1)$$

met p de heersende relatieve druk, t.o.v. de atmosfeer, in Pa

l_{sp} de constructielengte van de spier, (onderste toestand in figuur 2.1)

ε de contractie van de spier, de verhouding van de axiale inkorting van de spier tot de constructielengte:

$$\varepsilon = \frac{dl}{l_{sp}} = \frac{l_{sp} - l}{l_{sp}} = 1 - \frac{l}{l_{sp}} \quad (2.2)$$

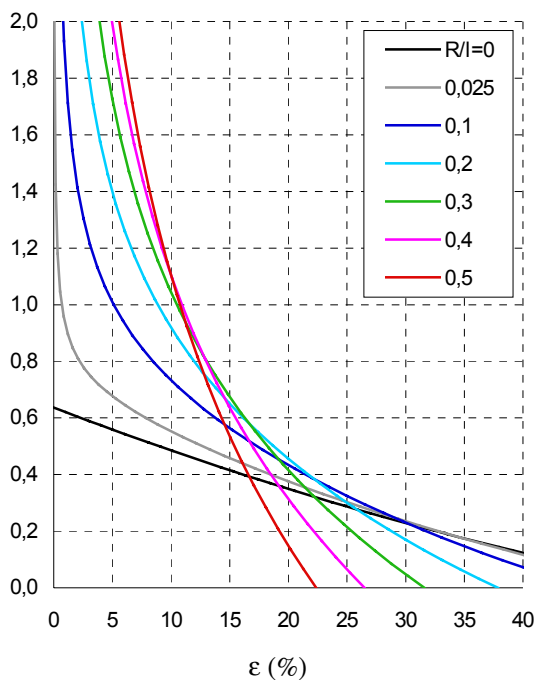
waar l de eigenlijke spierlengte, de axiale afstand tussen de bevestigingsuiteinden van de spier in een zekere gecontracteerde toestand, is

In het verdere verloop zal dl de spiersamentrekking genoemd worden, deze beschrijft de werkelijke samentrekking in lengte-eenheden. ε daarentegen zal altijd als contractie omschreven worden en is dimensieloos.

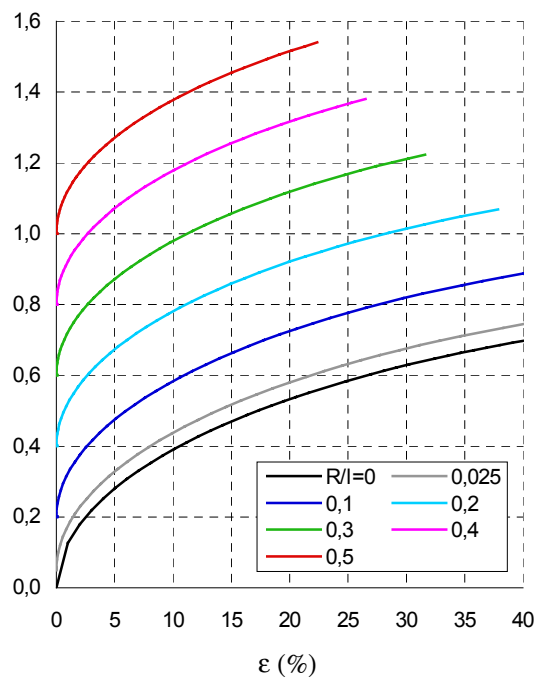
$(R/l)_{sp}$ de R/l -verhouding van de spier, de verhouding van de straal in rusttoestand tot de constructielengte, de omgekeerde verhouding wordt de spierslankheid genoemd

f_{to} de dimensieloze spankrachtfunctie van de spier, deze is de functie van de twee bovenstaande parameters

Het verloop van de spankrachtfunctie, voor verschillende spierslankheden, is weergegeven in figuur 2.2. Dit verloop is duidelijk niet-lineair: bij kleine contracties wordt naar oneindig gestreefd, voor grote contracties wordt de waarde nul bereikt. Om een aanzienlijke spierkracht te behouden bij grote contracties, wordt best een maximale contractiewaarde (ε_{max}) niet overschreden; anderzijds wordt, om een controleerbare kracht te behouden, er best ook een minimale contractie ($\varepsilon_{min} > 0\%$) vooropgesteld. Deze twee grenzen bepalen het werkingsgebied van de spier. Voor een goede werking van de spier (en een betrouwbare voorspelling van de spierkracht) in toepassingen worden deze grenzen best gerespecteerd.



figuur 2.2: $f_{to}(\varepsilon, (R/l)_{sp})$ ()



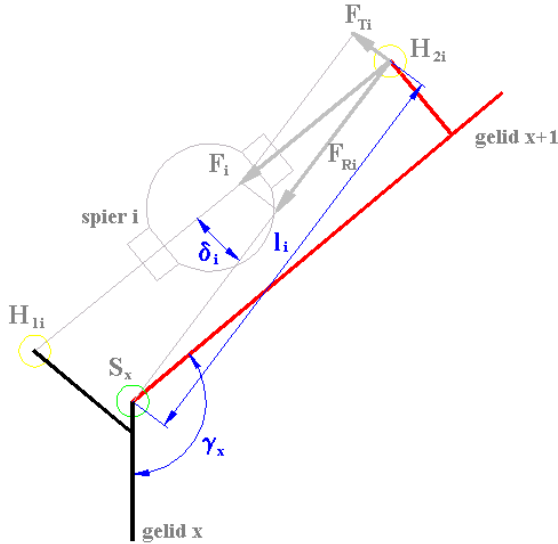
figuur 2.3: $d_o(\varepsilon, (R/l)_{sp})$ ()

Aangezien het voor de inbouw van de spieren ook belangrijk is om de diameter te kennen, werd d_o in figuur 2.3 weergegeven. d_o is de verhouding van de maximale diameter, bij een zekere contractie, van de spier tot de constructielengte.

2.2 Gebruik van de actuatoren.

2.2.1 Werkingsprincipe als rotatieve actuator.

De (G)PAS zijn lineaire actuatoren; om als rotatieve actuatoren te dienen zullen ze de ontwikkelde trekkracht via een hefboom omzetten in een moment omheen het scharnier waarrond de rotatieve actuatie gewenst is. Aan de hand van figuur 2.4 zal dit basisprincipe van naderbij bekeken worden.



figuur 2.4: Rotatieve actuatie.

Het vrije gelid, *gelid x+1*, is scharnierend opgesteld in het vaste gelid, *gelid x*. De spier, *spier i*, is via de aanhechtingspunten H_{1i} en H_{2i} in de constructie bevestigd. Het geleverde moment omheen S_x volgt uit:

$$\vec{M}_i = \vec{l}_i \times \vec{F}_i \quad (2.3)$$

of scalair uitgedrukt:

$$\begin{aligned} M_i &= F_i l_i \sin \delta_i \\ &= F_{Ti} l_i \end{aligned} \quad (2.4)$$

Wordt de hefboom als volgt gedefinieerd:

$$h_i \equiv l_i \sin \delta_i \quad (2.5)$$

dan wordt het moment:

$$M_i = F_i h_i \quad (2.6)$$

Wordt nu F_{spi} uit formule 2.1 in formule 2.6 gesubstitueerd, dan geldt:

$$M_i = p_i l_{spi}^2 f_{to}(\varepsilon_i, (R/l)_{spi}) h_i \quad (2.7)$$

Aangezien zowel de contractie als de hefboom enkel functie zijn van de armconstructie (keuze van de aanhechtingspunten) en de armpositie en deze armpositie eenduidig bepaald wordt door de hoek γ_x , kan er ook geschreven worden dat

$$M_i = p_i l_{spi}^2 f_{to}(\varepsilon_i(\gamma_x), (R/l)_{spi}) h_i(\gamma_x) \quad (2.8)$$

Zo kan er een duidelijk onderscheid gemaakt worden tussen de twee invloeden die het moment bepalen: enerzijds de heersende druk in de spier en anderzijds een nieuwe functie, de koppelfunctie m . Die functie is van de gekozen spier en de constructie waarin de spier bevestigd wordt:

$$M_i = p_i m_i(l_{spi}, (R/l)_{spi}, \gamma_x) \quad (2.9)$$

Of een andere mogelijkheid om deze koppelfunctie te definiëren is:

$$M_i = p_i l_{spi}^3 m_i^*((R/l)_{spi}, \gamma_x) \quad (2.10)$$

m^* wordt dan de dimensieloze koppelfunctie genoemd. In het verdere verloop zal echter voor nog een andere definitie van de koppelfuncties geopteerd worden, formule 2.9 wordt:

$$M_i = p_i m_i \quad \text{met} \quad p_i \text{ in bar} \quad (2.11)$$

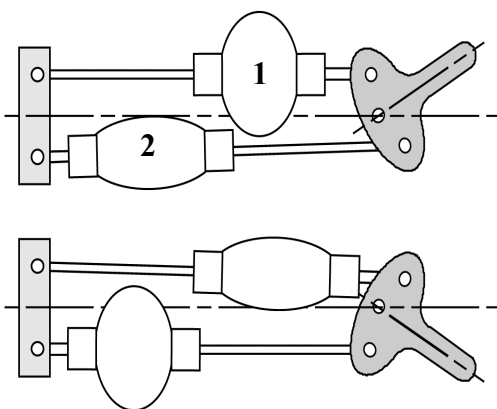
m wordt dan enkel herschaald. Aangezien de drukgrenzen van de spieren 0 en 3 bar zijn, geeft deze uitdrukking een betere voeling met het moment dat de spier zal leveren.

Ten slotte nog even vernoemen dat een opstelling zoals in figuur 2.4 een opstelling met voorwaarts gelegen spieren genoemd wordt. Stel nu dat *gelid $x+1$* het vaste gelid is en *gelid x* het beweegbare, dan zouden de spieren achter het aan te sturen gelid liggen en dan wordt er van de achterwaartse ligging van de spieren gesproken. De twee opstellingen werken identiek. De voorwaartse ligging heeft het voordeel dat ze tot een compactere opstelling leidt, maar het nadeel dat de spieren meer tot de inertie van het beweegbare gelid zullen bijdragen.

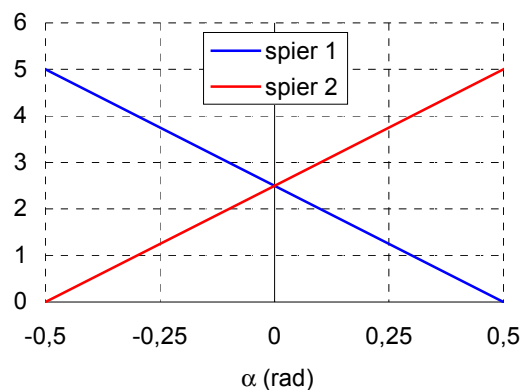
2.2.2 Antagonistisch werkingsprincipe.

Stel dat een opstelling zoals weergegeven in figuur 2.4 in het zwaarteveld werkt. In een welbepaalde positie is er dan een evenwicht tussen het lastkoppel, ten gevolge van het eigengewicht of van een massa bevestigd aan de beweegbare arm, en het spierkoppel. Levert de spier een groter moment dan stelt er zich een nieuw evenwicht in en wordt de hoek γ_x groter. Om γ_x kleiner te maken moet het koppel uitgeoefend door de spier kleiner gemaakt worden en de zwaartekracht zorgt dan voor de neerwaartse beweging. Aangezien de spier enkel trekkrachten kan genereren, is ze dus slechts in staat één actuatie-richting te verzekeren. Daarom zullen er, voor een bidirectionele beweging vrij van het zwaarteveld, twee spieren nodig zijn. Bolt de ene spier zich op, dan wordt de andere uitgerekt. Dit wordt omschreven als een antagonistische werking, dewelke ook terug te vinden is bij de mens waar bijvoorbeeld de biceps en de triceps het antagonistische spierenpaar van de onderarm zijn. Onder invloed van het zwaarteveld lijkt dit werkingsprincipe overbodig, toch zal er ook voor twee spieren geopteerd worden omdat een tweede gevolg, namelijk het invoeren van stijfheid, ook gewenst is. Om dit aan te tonen zal een eenvoudig model besproken worden.

Onderstel een opstelling zoals weergegeven in figuur 2.5. De bovenste spier, *spier 1*, is verantwoordelijk om de hoek α , de hoek tussen de horizontale en de aslijn van het beweegbare gelid, groter te laten worden. De onderste spier, *spier 2*, zal deze hoek in de andere zin willen actueren.



figuur 2.5: Antagonistisch werkingsprincipe.



figuur 2.6: $m_{(1)(2)}(\alpha)$ (Nm/bar).

Stel dat de opstelling zodanig uitgedacht is dat de koppelfunctie van *spier 1* monotoon dalende lineair in α is en deze van *spier 2* monotoon stijgend lineair in α is en dat deze koppelfuncties bovendien

symmetrisch zijn ten opzichte van de horizontale as, dan kunnen m_1 en m_2 dus als volgt omschreven worden:

$$m_1 = b - a\alpha \qquad m_2 = b + a\alpha \qquad (2.12)$$

Stel dat $a = 5 \text{ Nm}/(\text{bar}\cdot\text{rad})$ en $b = 2,5 \text{ Nm}/\text{bar}$ dan toont figuur 2.6 het verloop van deze twee koppelfuncties.

De dynamica van het systeem in afwezigheid van externe krachten wordt dan beschreven door

$$I \frac{d^2\alpha}{dt^2} = M_1 - M_2 \qquad (2.13)$$

I is het traagheidsmoment, omheen de scharnieras, van de beweegbare arm. Door de momenten uit te werken zoals aangegeven in formule 2.12 wordt

$$I \frac{d^2\alpha}{dt^2} + a(p_1 + p_2)\alpha = b(p_1 - p_2) \qquad (2.14)$$

bekomen. Deze vergelijking is equivalent met deze van een massa-veer-demper-systeem. De demping term is wel niet aanwezig, maar in de realiteit zal er steeds energiedissipatie zijn die voor deze demping zal zorgen. Door de drukken op de volgende manier te kiezen:

$$p_1 = p_m + \Delta p \qquad p_2 = p_m - \Delta p \qquad (2.15)$$

krijgt vergelijking 2.14 de volgende gedaante:

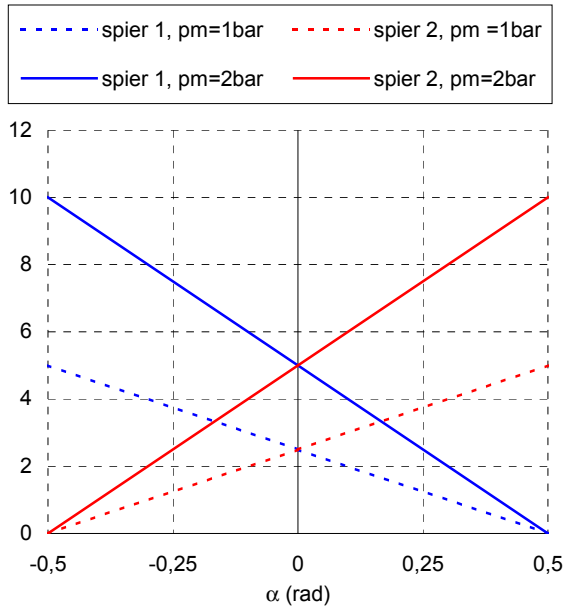
$$I \frac{d^2\alpha}{dt^2} + 2ap_m\alpha = 2b\Delta p \qquad (2.16)$$

De stijfheid, het equivalent van de veerconstante in het massa-veer-demper-systeem, kan dus ingesteld worden door de waarde van p_m , de gemiddelde druk, vast te leggen. Het omgekeerde van de stijfheid wordt de soepelheid genoemd. Toepassingen waar er rechtstreeks op de stijfheid wordt ingespeeld zijn nog niet voor handen. Meestal wordt p_m gelijk gesteld aan de helft van de maximale druk, zo kunnen beide spierdrukken variëren van nul tot maximale druk door Δp te laten variëren tussen $-p_m$ en p_m . Deze manier van werken laat toe om de twee spieren toch door middel van één stuursignaal, namelijk Δp , aan te sturen. Bij een constante p_m is Δp dus verantwoordelijk voor de hoekinstelling: bij evenwicht geldt immers dat

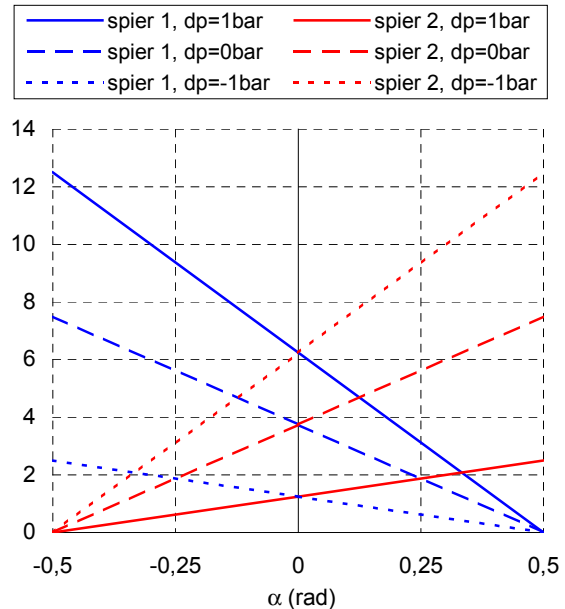
$$\alpha = \frac{b\Delta p}{ap_m} \qquad (2.17)$$

De druksturing zoals beschreven in vergelijking 2.15 wordt de Δp -aanpak genoemd.

In de onderstaande figuren worden deze twee bemerkingen nog even verduidelijkt. Het werkingpunt wordt telkens bepaald door de snijlijn van de twee momentlijnen, daar zijn de twee momenten immers gelijk en treedt er dus evenwicht op.



figuur 2.7: $M_{(1)(2)}(\alpha, p_{(1)(2)})$ (Nm) bij $\Delta p=0$ bar.



figuur 2.8: $M_{(1)(2)}(\alpha, p_{(1)(2)})$ (Nm) bij $p_m=1,5$ bar.

Figuur 2.7 toont duidelijk aan dat het moment van *spier 1* en *spier 2* in evenwicht duidelijk groter is bij hogere p_m -waarden. Hier kan het begrip stijfheid duidelijk aangetoond worden: de grotere p_m -waarde zorgt immers voor steilere hellingen en daaruit kan geconcludeerd worden dat om eenzelfde hoekverdraaiing te bekomen bij de verschillende p_m -waarden er meer arbeid nodig zal zijn bij deze met de hoogste p_m -waarde. Of anders geformuleerd: hoe groter p_m hoe stijver de arm in zijn positie staat. In deze opstelling zou de y-coördinaat van het snijpunt van de twee momentrechten, bij Δp gelijk aan 0, een maat kunnen zijn voor de stijfheid.

In figuur 2.8 wordt p_m constant gehouden en wordt Δp achtereenvolgens gelijk aan -1 , 0 en 1 bar gesteld, dan zijn de evenwichtsposities respectievelijk $-0,33$; 0 en $0,33$ rad. Bij constante p_m is het dus duidelijk Δp die de eigenlijke positie bepaalt.

Het is zeer belangrijk in te zien dat deze bespreking in principe enkel geldig is bij lineaire koppelfuncties in afwezigheid van een externe lastmoment. Toch zal de Δp -aanpak algemeen gebruikt worden voor het aansturen van een antagonistisch spierenpaar. Dit kan verklaard worden daar er steeds in de nabijheid van elk willekeurig werkingpunt een lokale linearisatie van de koppelfuncties mogelijk is. De stijfheid en positionering zullen niet langer onafhankelijk in te stellen zijn, maar deze begrippen gaan zeker niet verloren.

Hoofdstuk 3

Massabepaling toegepast op een éénledige arm.

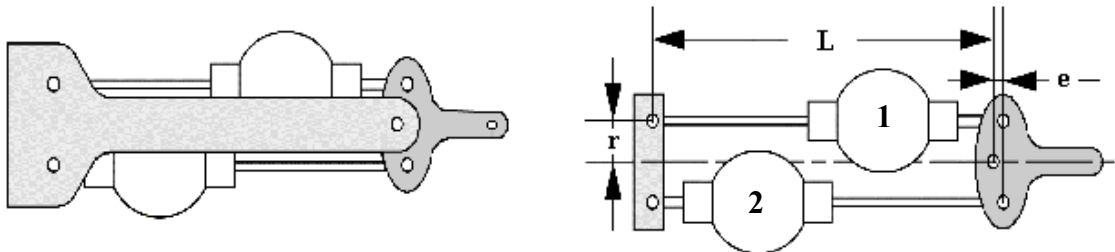
3.1 Algemeen werkingsprincipe manipulatorarm.

Zoals in de inleiding beschreven wordt, zal de operator de arm aansturen door krachten uit te oefenen op de te verplaatsen last. Deze krachten zijn dus essentieel en een krachtsensor, geplaatst op het uiteinde van de arm, kan één mogelijke manier zijn om deze krachten te achterhalen. Maar de krachten moeten ook af te leiden zijn uit de dynamica van de arm. De software die de arm aanstuurt kan uit de interpretatie van meetgegevens, de scharnierhoeken en de drukken in de spieren, bepalen welke deze krachten zijn en zo wordt een dure krachtsensor vermeden. Voor een arm die twee vrijheidsgraden heeft en dus een beweging in een xy -vlak mogelijk maakt, is zowel de kennis van de x - als de y -component vereist om gepast op de inwerkende kracht te reageren. Voor een éénledige arm wordt de zaak eenvoudiger, er is immers maar één beweging mogelijk en er moet dus maar één kracht geschat worden. Voor een beweging in het zwaarteveld volstaat het de verticale kracht of, wat uiteraard op hetzelfde neerkomt, de massa van de belasting te schatten. In de voorgaande thesis [1] werd er voorgesteld om de massaschatting te baseren op het statische evenwicht van de arm, de bekomen resultaten leken echter niet volledig betrouwbaar en daarom werd deze implementatie eens herhaald.

3.2 De opstelling.

3.2.1 De éénledige arm.

Figuur 3.1 toont een schets van de éénledige arm.



figuur 3.1: De éénledige arm.

Deze is dus volledig analoog met het voorbeeld in §2.2.2; de benamingen van de spieren en de definitie van de hoek α worden daaruit overgenomen.

De gebruikte actuatoren zijn twee identieke *GPAS* met een constructielengte van 10 cm en een R/l -verhouding van $0,125$. De belangrijkste afstanden die de constructie kenmerken zijn

$$L = 300\text{ mm} \quad r = 30\text{ mm} \quad e = 9\text{ mm}$$

Deze werden zo gekozen om, net zoals het voorbeeld in §2.2.2, een lineair verloop van de koppelfuncties in functie van de hoek α , te bekomen. Om de contracties van de spieren tussen 5 en 35% te houden mag de hoek α niet groter dan $+35^\circ$ of kleiner dan -35° worden. In dit domein werd er experimenteel aangetoond dat de koppelfuncties wel degelijk een lineair verloop in functie van α kennen [2]. Er wordt ook naar dit referentiewerk verwezen om meer gedetailleerde gegevens betreffende de constructie en bijhorende karakteristieken terug te vinden. Voor de verdere uitwerking zullen enkel de koppelfuncties van belang zijn en deze werden in het referentiewerk door middel van een lineaire regressie achterhaald: de resultaten zijn

$$m_1 = m_0 - k\alpha \quad m_2 = m_0 + k\alpha \quad (3.1)$$

$$\text{met } m_0 = 0,138 \quad k = 0,207\text{ rad}^{-1} \quad (3.2)$$

De bijhorende spiermomenten zijn

$$M_i = p_i l_{spi}^3 m_i$$

en hier wordt dus gebruikt gemaakt van dimensieloze koppelfuncties zoals deze in formule 2.10 van §2.2.1 gedefinieerd werden.

Nog een belangrijk gegeven is de lastinvloed. Er kan een last bevestigd worden in een punt dat zich op 20 cm van het scharnierpunt bevindt. Het moment dat de last opwekt bedraagt dus

$$M_e = 0,2m_e g \cos(\alpha) \quad (3.3)$$

De dynamica van het systeem wordt als volgt beschreven:

$$(I_{arm} + I_{last}) \frac{d^2\alpha}{dt^2} = p_1 l_{sp}^3 m_1 - p_2 l_{sp}^3 m_2 - 0,2m_e g \cos(\alpha) \quad (3.4)$$

of, daar de Δp -aanpak (zie uitdrukking 2.15) voor de druksturing geopteerd zal worden,

$$(I_{arm} + I_{last}) \frac{d^2\alpha}{dt^2} = 2\Delta p l_{sp}^3 m_0 - 2p_m l_{sp}^3 k\alpha - 0,2m_e g \cos(\alpha) \quad (3.5)$$

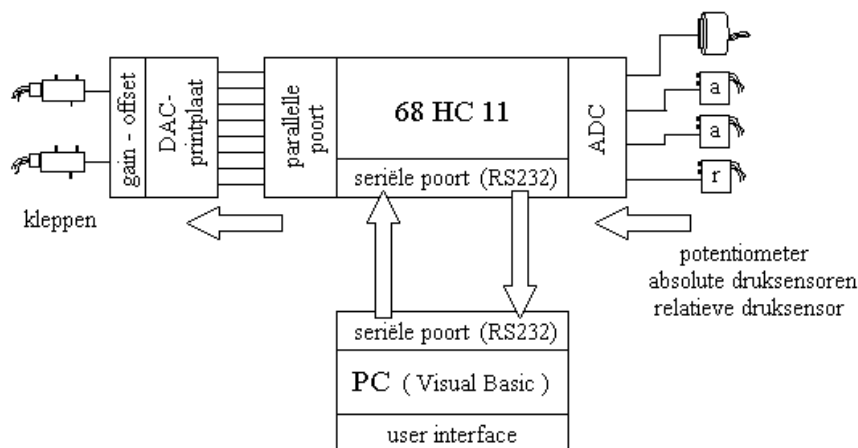
waarin, zoals in hoofdstuk 2 al benadrukt werd, p_m voor de stijfheid zorgt en Δp voor de eigenlijke hoeksturing, maar de belasting zorgt nu ook voor een extra niet-lineaire term in α .

3.2.2 Instrumentatie.

Een overzicht van de gebruikte apparatuur is terug te vinden in *Appendix 1*.

3.2.3 Meet/stuurprocedure.

Voor een zekere belastingstoestand van de arm zijn de spierdrukken en de hoekwaarde de variabele parameters van de systeemdynamica (zie uitdrukking 3.4.). Worden deze opgevolgd, door ze (herhaaldelijk) te meten, dan is de toestand van het systeem gekend. Aan de hand van deze metingen worden dan, in overeenstemming met het gewenste gedrag van de arm, nieuwe stelwaarden voor de drukken bepaald. Deze stelwaarden dienen als stuursignaal van de kleppen. Deze meet- en stuuractie wordt een cyclus genoemd. Deze cyclus wordt herhaaldelijk uitgevoerd. De meet/stuurprocedure wordt schematisch weergegeven in figuur 3.2.

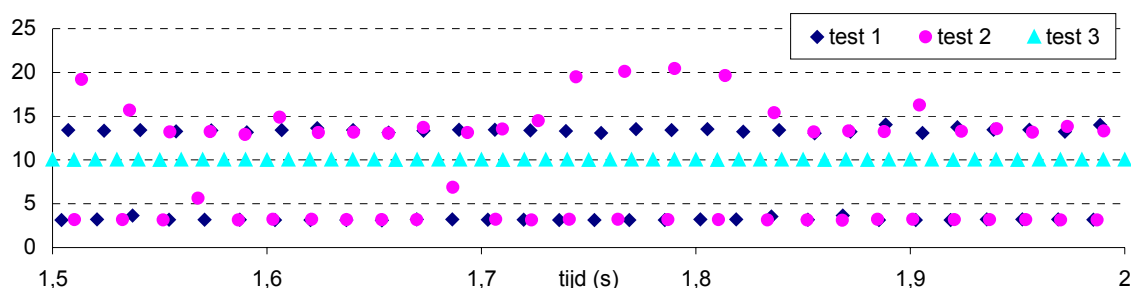


figuur 3.2: Meet/stuurprocedure.

De microcontroller start de cyclus door de eerste meting in te lezen. Deze meting wordt dan direct, via de seriële poort, naar de PC doorgestuurd. Het Visual Basic (VB) programma wacht op deze input en zal deze direct verwerken nadat ze ontvangen werd. Vervolgens wordt de volgende meting ingelezen, die ook weer direct verzonden en verwerkt wordt. Eens al de metingen ingelezen zijn, kunnen de gewenste, eventueel berekende, stuursignalen gezet worden. Signaal per signaal zal via de seriële communicatie naar de microcontroller gestuurd worden, dewelke het op zijn beurt doorstuurt naar de DAC-printplaat. Daar wordt het digitale signaal omgezet in een analoog stuursignaal dat aan de kleppen wordt aangelegd. Het VB-programma wacht dan tot er een nieuwe cyclus, vanuit de microcontroller, gestart wordt en de hele procedure kan zich herhalen. Deze beschrijving is algemeen geldend. Welke ingangssignalen ingelezen worden en welke uitgangssignalen gezet worden, kan aangepast worden naar de noodzaak van de uit te voeren proef.

De sampleperiode wordt bepaald door de tijd tussen twee dezelfde metingen of, daar de cyclussen elkaar opvolgen, door de cyclustijd. Voor de opeenvolging van de cycli zijn er twee verschillende mogelijkheden. Enerzijds kan er geopteerd worden om de microcontroller een nieuwe cyclus te laten starten van zodra het VB-programma klaar is om nieuwe metingen te ontvangen (m.a.w. nadat het laatste stuursignaal gezet werd). Deze werkwijze zou, weliswaar bij deze werkmiddelen, een maximale samplefrequentie moeten opleveren. Anderzijds kan er gekozen worden om de cyclus telkens na verloop van een constante tijd vanuit de microcontroller op te starten. Deze moet dan wel zodanig gekozen worden dat er voldoende tijd is om alle dataoverdracht en dataverwerking af te werken. Een haalbare sampletijd bleek 10 ms . Om het verschil tussen de twee methodes aan te tonen, worden de cyclustijden vergeleken. Aangezien tijdschalen in Windows-applicaties niet te vertrouwen

zijn, werd het tijdsverloop tussen de opéénvolgende cycli in de microcontroller opgemeten en ook naar de PC gestuurd. Een fractie van deze metingen wordt in figuur 3.3 weergegeven.



figuur 3.3: Duur van één cyclus (ms).

Test 1 en *test 2* werken volgens het eerste principe: de instelling van het laatste stuursignaal is eveneens het startsignaal van een nieuwe cyclus. Tijdens *test 1* werkt de computer ongehinderd en slaagt hij erin bepaalde cyclussen in 3 ms af te handelen, andere duren echter 13 ms. Bij *test 2* werd er, tijdens het verloop van het programma, intensief met de muis bewogen, waardoor sommige cyclustijden tot 20 ms gingen duren. Daar Windows het sturingsprogramma van de PC is, wordt er ook immers steeds CPU-tijd opgeëist door achtergrondprocessen. Deze bepalen dus mede de verwerkingstijd van het VB-programma en dus ook de sampletijd. *Test 3* toont het resultaat waar de microcontroller elke 10 ms een cyclus opstart, Windows houdt zich dan wel aan deze vaste tijden. De laatste werkwijze is duidelijk te verkiezen. De constante sampletijd kan dan immers als tijdsbasis gebruikt worden, waardoor de cyclustijd niet langer van de microcontroller naar de PC gestuurd hoeft te worden. De timer is immers een 16 bit getal en bij de werkzame baudrate zou deze transmissie een aanzienlijk deel van de cyclustijd innemen. Een hogere gestandaardiseerde (vereist door VB) baudrate wordt niet toegelaten door het kristal op de standaard microcontrollerplaatje [3]. Bovendien zal, zoals in §3.4 toegelicht wordt, een variabele sampletijd tot variabele instelwinsten van de positieregelaar leiden.

Bij de inlezing van de meetresultaten bleek er een aanzienlijk ruisniveau te zijn. De meest efficiënte methode om deze ruis te beperken bleek de plaatsing van een condensator ($\pm 22 \text{ nF}$) over elk meetsignaal en de ground. Een andere methode herhaalde 32 maal de opeenvolging van de verschillende metingen en het gemiddelde van deze metingen, per meetsignaal, werd als eigenlijke meetwaarde beschouwd. Deze uitmiddellingsoperatie bleek echter niet in staat de ruis te elimineren. Daar de condensatoren een geschikte en eenvoudige oplossing bieden, werd het gebruik van digitale filters niet onderzocht.

Een laatste probleem stelde zich bij de omzetting van meetsignaal van de absolute sensoren (in volt) naar drukwaarde (in bar). Daar er slechts één relatieve sensor beschikbaar was, werd er met absolute sensoren gewerkt. Deze sensoren vertonen (kleine) onderling verschillende druk-volt-karakteristieken, waardoor er geen standaard omzetting beschikbaar is. De fabrikant beveelt de gebruiker de omzetting zelf te achterhalen. Daarom werd een kalibratieprocedure uitgedacht waarin tevens de klepomzetting (stelwaarde in bar naar overeenstemmend stuursignaal in volt) achterhaald wordt, want over deze is er immers ook geen honderd procent zekerheid, denk maar aan eventuele omgevingsinvloeden. Wel is geweten dat de beide omzettingenformules lineair zijn en dus moeten er, per omzetting, slechts twee coëfficiënten achterhaald worden. Voor de kalibratieprocedure moeten de klep, de absolute en de relatieve sensor op éézelfde drukvat aangesloten worden. De klep krijgt achtereenvolgens twee

gekende stuursignalen (waarden in volt) en de twee bijhorende meetsignalen, bij steady-state, van de twee druksensoren (waarden in volt) worden ingelezen. Daar de omzettingsformule van de relatieve sensor gekend is, is er geweten welke twee relatieve drukken er ingesteld worden, waardoor de omzettingsformules van zowel de klep als de absolute sensor eenvoudig te achterhalen zijn. Deze procedure werd geprogrammeerd, waardoor ze, na aansluiting van klep en sensor op een drukvat, automatisch uitgevoerd kan worden en dus gemakkelijk en regelmatig herhaald kan worden.

De absolute sensoren worden door de kalibratieprocedure als relatieve sensoren geconfigureerd en in verdere resultaten wordt met 'bar' dus steeds 'relatieve bar ten opzichte van atmosfeer' bedoeld.

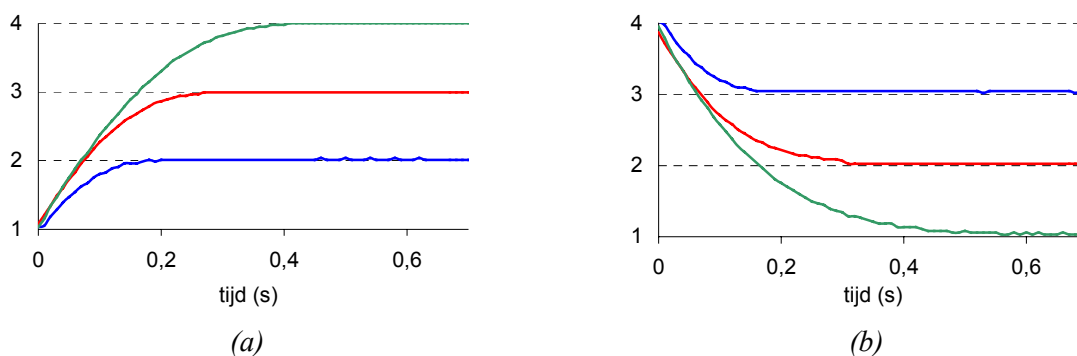
Daar de gebruikte DACs slechts 8 bit converters zijn, is het wel belangrijk om voor de kalibratieprocedure reeds een zekere voorkennis (bijvoorbeeld uit voorgaande kalibraties) van de klepomzettingen te hebben. Zo kunnen de gains van de gain-offset-schakeling zodanig ingesteld worden dat 0 en 3 bar, de drukgrenzen van de spieren, de 8 bit zo volledig mogelijk benutten. Op deze manier kan er toch nog een zekere graad van precisie behaald worden: mits een goede instelling kunnen de drukken zo tot op ongeveer 0,01 bar ingesteld worden. Daar de klep stuursignalen vanaf 0 V vereist, werd de offset-schakeling uitgeschakeld.

Voor de inlezing van de druksensoren werd er niet voor een gain-offset-schakeling geopteerd. Het aanwezige ruisniveau was immers van dien aard dat een betere benutting van de beschikbare 8 bit, toch geen nauwkeuriger meetresultaat met zich meebracht. De eerder vernoemde graad van precisie gaat dus verloren en er werd proefondervindelijk vastgesteld dat de drukken slechts tot ongeveer 0,025 bar ingelezen kunnen worden.

3.3 Druksturing.

3.3.1 Klepperformantie.

Om een idee te hebben van de klepperformantie, werd een klep op een drukvat aangesloten. Het drukvat heeft een vast volume van ongeveer 0,5 l, wat iets groter is dan het maximale volume van de gebruikte spieren. Er worden verschillende stappen aan de klep opgelegd en de drukevolutie wordt opgemeten. Figuur 3.4(a) toont de stapantwoorden van druktoenemende stappen: vanaf 1 bar werd de druk respectievelijk met 1, 2 of 3 bar opgedreven. Figuur 3.4(b) toont equivalente drukdalende stappen die telkens starten van 4 bar. De voedingsdruk van de klep bedraagt 4 bar.



figuur 3.4: Stapantwoorden van het systeem klep/drukvat (bar).

De gewenste drukwaarden worden bereikt in een tijd die afhankelijk is van de grootte van de stap. Stijg- en daaltijd zijn vergelijkbaar voor gelijke stapgroottes. Er is geen steady-state fout, dit is echter

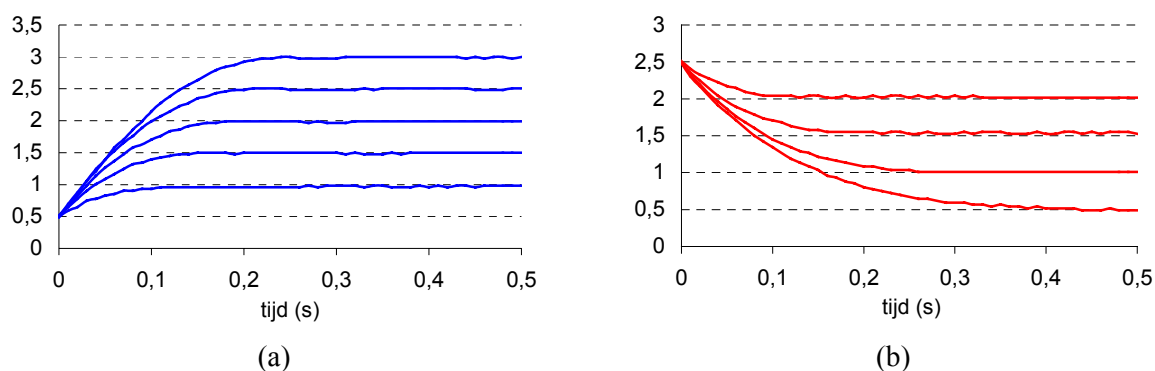
geen verdienste van de interne PID-drukregelaar van de klep, maar een gevolg van de kalibratieprocedure. Mocht de klep wel een steady-state fout vertonen, dan zou die immers in de kalibratieprocedure opgevangen worden, daar het stuursignaal gekoppeld wordt aan de werkelijk ingestelde druk in steady-state.

3.3.2 Systeem klep/spier.

Vervolgens werd de klep aangesloten op de bovenste spier, *spier 1*, van de opstelling. De onderste spier werd verwijderd, zodat één enkel systeem klep/spier kon worden onderzocht. Door aan de draagarm verschillende massa's te hangen, kan de klep/spier karakteristiek worden onderzocht voor verschillende belastingstoestanden van de spier. Hoewel de spier maximaal tot 3 bar belast mag worden, werd de klep wel gevoed met de volledige persluchtleidingdruk (± 7 bar). Dit leidt immers tot een betere vulling en dus tot kortere insteltijden. Alle mogelijke stappen, gevormd door combinaties van de drukken 0,5; 1; 1,5; 2; 2,5 en 3 bar, werden voor vier belastingstoestanden opgemeten. Deze vier belastingstoestanden werden bekomen door de draagarm los te schroeven ($\cong 0$ kg = m_0); enkel de draagarm als belasting te aanschouwen ($\cong 0,205$ kg = m_1) en tenslotte eens 0,657 kg; 2,487 kg en 4,502 kg aan de draagarm te bevestigen (respectievelijk $\cong 0,862$ kg = m_2 ; $\cong 2,692$ kg = m_3 en $\cong 4,707$ kg = m_4).

Uit de stapantwoorden bleek dat de spiervulling (de insteltijd) onafhankelijk is van de spierbelasting. Wel zullen er bij grotere belastingen oscillaties in de stapantwoorden opduiken. Een grotere inertie zal, eens ze in beweging is gebracht, immers terug moeilijker tot stilstand te brengen zijn. Dit leidt ertoe dat de hoek α een overshoot vertoont en dit reflecteert zich naar de spierdruk. Een grotere α resulteert namelijk in een groter spiervolume van *spier 1*, waardoor de druk in de spier wat zal variëren. De klep is te traag om deze variatie op te vangen. Grote stappen bij de grotere belastingen, bijvoorbeeld van 0,5 naar 3 bar met last m_3 , werden wegens te grote overshoot en sterke oscillatie niet uitgevoerd. Deze vaststelling toont duidelijk de noodzaak van de antagonistische spier. Deze zal immers een tegengesteld koppel uitoefenen, waardoor de last afgeremd wordt. De overshoot van de hoek zal op die manier sterk beperkt worden.

Figuur 3.5 toont slechts een selectie van alle metingen: de stijgende stappen vertrekkende van 0,5 bar en dalende stappen vertrekkende van 2,5 bar, beide in het geval dat enkel de draagarm zelf (m_1) als belasting optreedt.



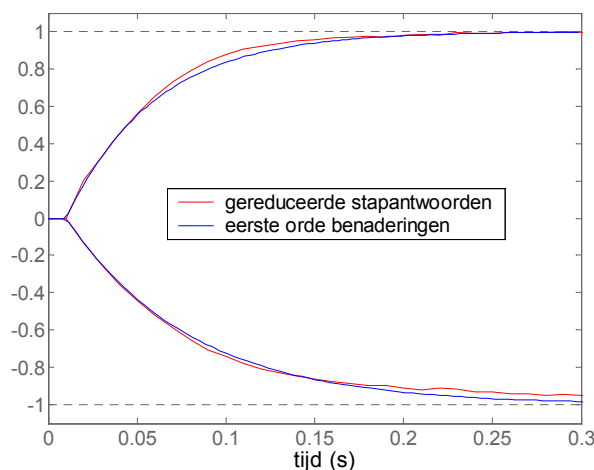
figuur 3.5: Stapantwoorden van het systeem klep/spier (bar).

Daar het spiervolume steeds kleiner is dan het volume van het drukvat, zijn de stijg- en daaltijden kleiner dan voorheen. Voor de dalende stappen is de insteltijd wel groter dan deze voor stijgende

drukstappen. Dit is eenvoudig te verklaren. Bij stijgende stappen zal het drukverschil tussen de heersende druk in de spier en de voedingsdruk steeds groot zijn. Dit drukverschil is de drijvende kracht achter de vulling: een groot drukverschil levert een goede vulling en dus goede insteltijden. Voor de ontlasting van de spier is het drukverschil tussen de druk in de spier en de atmosferische druk bepalend voor het massadebiet van de lucht. Dit drukverschil is maximaal 3 bar en de drijvende kracht is dus kleiner; tragere insteltijden zijn het gevolg. Bij de eerdere metingen op het drukvat is dit verschil minder duidelijk, de voedingsdruk werd daar immers nog niet maximaal gekozen.

De stapantwoorden zijn duidelijk niet-lineair, de insteltijden zijn immers functie van de stapgrootte. Om toch een bruikbaar (lineair) eerste orde benadering uit deze stapantwoorden te bekomen, werden alle stappen herschaald naar een eenheidsstap. Zo werd bijvoorbeeld voor een stap van 1 naar 1,5 bar elke waarde van het stapantwoord verminderd met 1 en vervolgens vermenigvuldigd met 2. Van al deze eenheidsstappen werd het gemiddelde bepaald: het gereduceerd stapantwoord. Aan de hand van dit stapantwoord werd dan een eerste orde benadering voor het systeem bepaald: het eerste orde systeem waarvan het stapantwoord het meest met het gereduceerd stapantwoord overeen kwam, werd gekozen. Wegens het verschil in insteltijd werden stijgende en dalende stappen apart beschouwd. De tijdsvertraging, die bij de verwerking van eerdere metingen verwaarloosd werd, wordt ook weergegeven, ze bedraagt 1 sampleperiode en is dus gelijk aan 10 ms. Figuur 3.6 toont de resultaten. De eigenlijke eerste orde benaderingen zijn:

$$\text{stijgend: } \frac{1}{0,05s + 1} e^{-0,01s} \quad \text{dalende: } \frac{1}{0,08s + 1} e^{-0,01s} \quad (3.6)$$



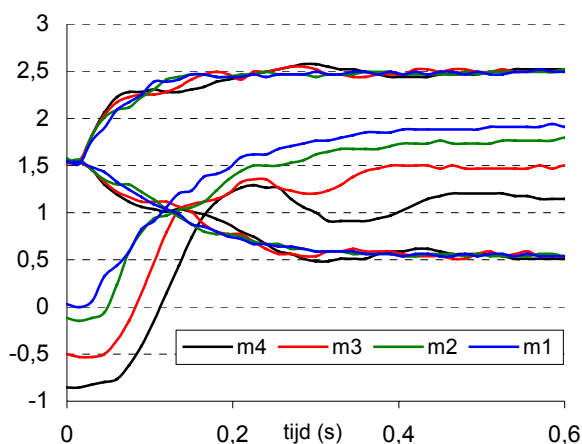
figuur 3.6: Eerste orde benaderingen van het systeem klep/spier, p (bar).

Er kan natuurlijk niet onder 0 bar gegaan worden, de stapantwoorden moeten geïnterpreteerd worden als drukevoluties vertrekkende van een zekere positieve drukwaarde.

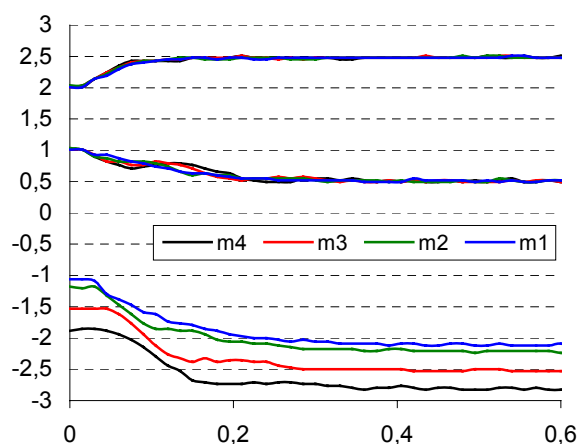
Gebaseerd op het algemene momentenevenwicht, zie vergelijking 3.4, kon er dan een simulatie van het volledige systeem gemaakt worden. Zo werd het mogelijk om de invloed van de ingangsdrukken p_1 en p_2 op de hoek α na te gaan en dit voor verschillende belastingsgevallen. In simulatie werd er dan getracht om een geschikte positiecontrole te achterhalen, maar dit bleek niet zo evident. Trial and error leek de aangewezen methode. Om dit toch enigszins anders aan te pakken werden er nieuwe metingen uitgevoerd. Het eigenlijke te regelen systeem heeft immers Δp als input, wegens de Δp -aanpak van de druksturing, en α als output. Daarom leek het meer evident om stapantwoorden van dit systeem op te nemen.

3.3.3 De arm in zijn geheel.

De arm wordt nu in zijn geheel gebruikt en dus niet langer met één spier zoals in de vorige metingen. Nu moeten de twee drukken en de hoekpositie ingelezen worden en bovendien moeten er twee kleppen aangestuurd worden. Om het VB-programma correct te laten werken moest de sampleperiode verlengd worden tot 15 ms. De kleppen worden aangestuurd met de Δp -aanpak en de gemiddelde druk werd gelijkgesteld aan 1,5 bar. Er werden stappen van 0,5; 1; -0,5 en -1 bar aan Δp opgelegd, steeds vertrekkende van 0 bar en ook stappen van 0,5 en -0,5 vertrekkende van 0,5 of -0,5 bar. Al deze stappen werden uitgevoerd voor belastingen m_1 , m_2 , m_3 en m_4 . Figuur 3.7 toont de resultaten voor twee van de uitgevoerde stappen.



figuur 3.7(a): Stapantwoorden voor een Δp -stap van 0 naar 1 bar, p_1 (bar), p_2 (bar) en α ($\times 10^\circ$).



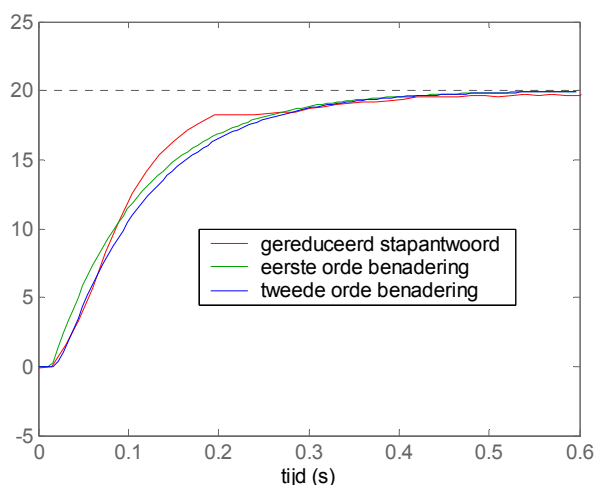
figuur 3.7(b): Stapantwoorden voor een Δp -stap van -0,5 naar -1 bar, p_1 (bar), p_2 (bar) en α ($\times 10^\circ$).

De drukken p_1 en p_2 zijn duidelijk herkenbaar: op figuur 3.7(a) vertrekken ze beide van 1,5 bar en evolueren ze respectievelijk naar 2,5 en 0,5 bar; op figuur 3.7(b) evolueert p_1 van 1 naar 0,5 bar, p_2 evolueert van 2 naar 2,5 bar. Nogmaals wordt bevestigd dat de drukverlopen min of meer onafhankelijk van de belasting zijn. De drukken werden net als voorheen uitgemiddeld door ze allen te herleiden naar eenheidsstappen. De benaderde eerste orde systemen die daaruit volgen zijn identiek aan deze afgeleid in §3.3.2.

De overige lijnen stellen de stapantwoorden van de hoek α voor. Voor elke figuur afzonderlijk geldt dat een kleiner beginpositie overeenstemt met een grotere lastmassa. Kleinere drukstappen, positief of negatief, hebben kleinere insteltijden. Dit werd voorheen al waar genomen, maar hier is duidelijk dat dit zich ook reflecteert naar de insteltijden van de overeenkomstige hoeken. Uit de meetresultaten voor gelijke, doch tegengestelde drukvariaties van Δp kon echter wel vastgesteld worden dat de insteltijden voor stijgende en dalende hoekvariaties vergelijkbaar zijn. Dit is een gevolg van de Δp -sturing: er is immers steeds een stijgende druk en een dalende druk, dewelke elk hun insteltijd hebben, maar samen de insteltijd van α verzorgen.

Op figuur 3.7(a) is duidelijk merkbaar dat het stapantwoord horende bij de grootste lastmassa, een oscillatie vertoont. De p_m -term of stijfheidsterm (die voor alle belastingen gelijk is), zie uitdrukking 3.5, is dan niet groot genoeg meer om de bevestigde massa efficiënt af te remmen. Deze oscillatie zou weggewerkt kunnen worden door p_m te laten toenemen. Voor figuur 3.7(b) is dit verschijnsel minder merkbaar: daar de Δp -drukvariatie kleiner is zal de bijhorende momentterm in uitdrukking 3.5 immers kleiner zijn, waardoor de versnelling kleiner is en dus de opgebouwde snelheid lager is. De stijfheidsterm slaagt er daarom in de last efficiënter af te remmen.

De uiteindelijke hoektoename, als gevolg van de drukverandering, lijkt onafhankelijk van de belasting en bedraagt voor figuur 3.7(a) ongeveer 20° (Δp -variatie = 1 bar) en voor figuur 3.7(b) ongeveer -10° (Δp -variatie = 0,5 bar). Ook de andere, niet weergegeven stapantwoorden bevestigen deze verhouding. Ook hier zal getracht worden om één algemeen (lineair) stapantwoord te verkrijgen. De meetresultaten worden daarom als volgt verwerkt: alle drukstappen worden herschaald naar eenheidsstappen en de bijhorende positiestapantwoorden ondergaan dezelfde schaling; de offsetten van de positiestapantwoorden worden weggewerkt, net of ze allen bij 0° beginnen; tenslotte ondergaan de negatieve stappen ook een tekenwissel (daar, zoals eerder werd vermeld, er geen wezenlijk verschil is tussen stijgtijd en daaltijd van een stijgend respectievelijk dalend stapantwoord van α). Zodanig zijn alle gegevens herleid naar positieve eenheidsstappen van Δp met bijhorende stapantwoorden van α en is er een globale uitmiddeling mogelijk. Deze levert dan het gereduceerde stapantwoord. Wederom wordt een benadering gekozen aan de hand van min of meer gelijklopende stapantwoorden. Figuur 3.8 geeft het gereduceerd stapantwoord weer, samen met een eerste en tweede orde benadering.



figuur 3.8: Eerste en tweede orde benadering van het volledige systeem, α ($^\circ$).

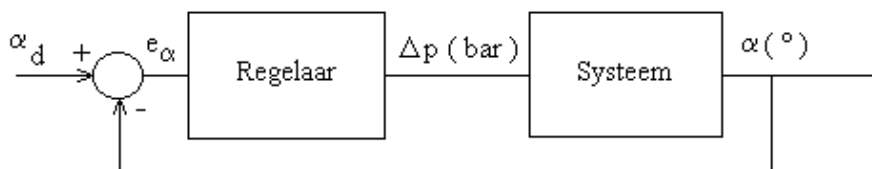
De transferfuncties van de twee benaderingen zijn

$$\text{eerste orde: } \frac{20}{0,1s + 1} e^{-0,015s} \quad \text{tweede orde: } \frac{20}{(0,1s + 1)(0,01s + 1)} e^{-0,015s} \quad (3.7)$$

De tijdsvertraging, die ook hier één sampleperiode is, wordt opgenomen. Deze transferfuncties zijn geldig voor een input Δp in bar en een output α in $^\circ$. De positieoffset, als gevolg van de lastmassa, wordt niet beschouwd, maar deze zal, voor de instelling van een geschikte regelaar, ook niet van belang zijn.

3.4 Positiesturing.

Een PI-regelaar lijkt de aangewezen methode om de positiesturing te verwezenlijken. Hoewel een D-actie wegens zijn dempend effect grotere proportionele termen toelaat en dus snellere insteltijden garandeert, wordt deze vermeden. Deze versterkt immers de hoge frequenties uit de frequentieband waardoor ook de aanwezige ruis versterkt wordt. De regelkring is schematisch weergegeven in figuur 3.9.

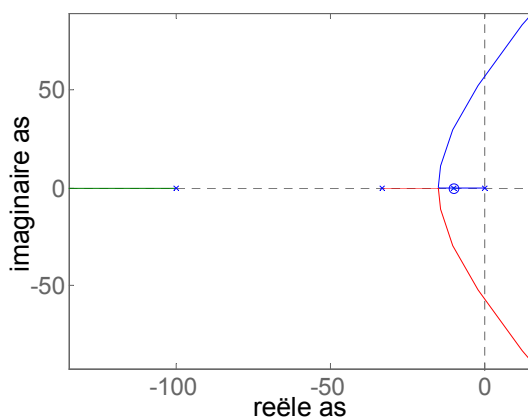


figuur 3.9: Regelkring.

Wordt in de tweede orde benadering van uitdrukking 3.7 de tijdsvertraging vervangen door zijn eerste orde benadering, dan wordt de open kring transferfunctie van de regelaar en het systeem

$$P \left(1 + \frac{I}{s} \right) \frac{20}{(0,1s + 1)(0,01s + 1)(0,015s + 1)} \quad (3.8)$$

De traagste pool wordt gecompenseerd door I gelijk aan 10 te kiezen. Rest dus nog enkel P te bepalen. P is een winstfactor van de volledige transferfunctie en kan dus aan de hand van de 'root-locus' gekozen worden. De root-locus is de baan die de ligging van de polen van de gesloten kring transferfunctie, horende bij een zekere P -waarde, voor alle mogelijke P -waarden weergeeft in het s -vlak. Figuur 3.10 toont deze root-locus. De grootst mogelijke P -waarde, die kritische demping garandeert, werd gekozen. Zo wordt een goede insteltijd nagestreefd en wordt er bovendien getracht de schommelingen, die door de grotere lastmassa's veroorzaakt worden, te beperken. Deze winstwaarde, die in de root-locus plot overeenstemt met het punt op de reële as waar de aftakkingen, die de complex toegevoegde wortels beschrijven, beginnen, bedraagt 0,035.



figuur 3.10: Root-locus van de open lus transferfunctie voor $I=10$ en P de variabele winst.

Voor de discrete implementatie van de regelaar werd geopteerd om met de verandering van Δp te werken. Om de notatie te verlichten wordt Δp als y geschreven en de regelactie in het continue tijdsdomein wordt dus

$$y = P_c \left(1 + \frac{I_c}{s} \right) e_\alpha \quad (3.9)$$

De verandering van y in de tijd wordt dus

$$\frac{dy}{dt} = P_c \left(\frac{de_\alpha}{dt} + I_c e_\alpha \right) \quad (3.10)$$

of discreet uitgedrukt

$$\frac{\Delta y}{\Delta t} = P_c \left(\frac{\Delta e}{\Delta t} + I_c e \right) \quad \text{met} \quad \Delta x = x_i - x_{i-1} \quad (3.11)$$

Δt is de sampleperiode en wordt verder als T geschreven, x_i is de waarde van x op het discrete tijdstip iT . Na vermenigvuldiging met T wordt

$$\Delta y = P_c (\Delta e + I_c T e) \quad (3.12)$$

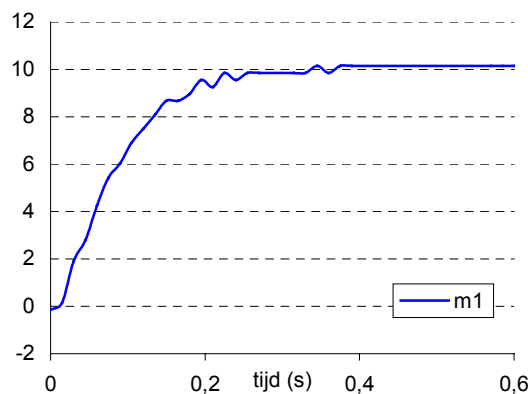
bekomen. De discrete regelactie wordt dus

$$y_i = y_{i-1} + P_d ((e_i - e_{i-1}) + I_d e_i) \quad (3.13)$$

P_d en I_d zijn de parameters van de digitale regelaar, om deze winsten conform met de winsten P_c en I_c , die hogerop bepaald werden, in te stellen moet

$$P_d = P_c \quad I_d = I_c T \quad (3.14)$$

De eigenlijke ingevoerde digitale winsten zijn dus $P_d = 0,035$ en $I_d = 0,15$. Figuur 3.11 toont het resultaat voor een stap van 0° naar 10° en dit in afwezigheid van een externe last.

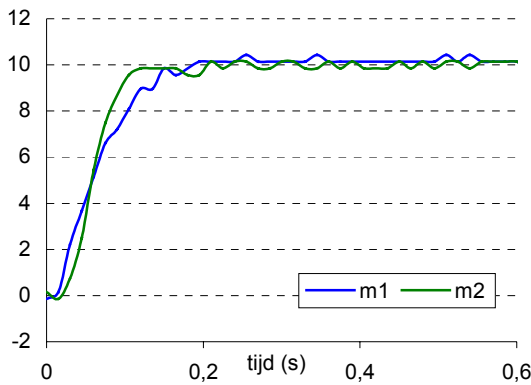


figuur 3.11: Stapantwoord van de positieregelkring, α° .

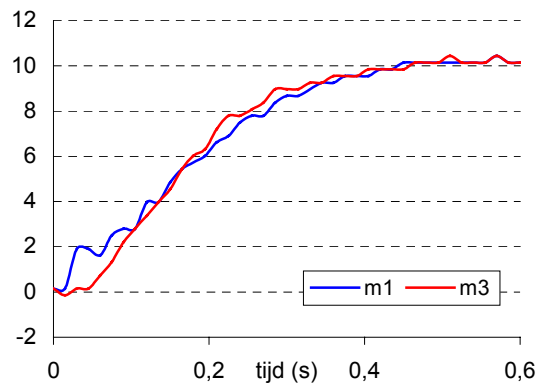
De regelinstellingen bleken dus geslaagd. Toch werd er vertrekende van deze basisinstelling via een trial and error methode naar een meer performante regelaar gezocht. Om de regelwinsten onafhankelijk van elkaar in te stellen, werd de P -term niet langer als globale winst genomen. De twee termen werden ontkoppeld: de regelaar transferfunctie wordt dan

$$P + \frac{I}{s} \quad (3.15)$$

Figuur 3.12 toont de respons van een regelaar met een snellere insteltijd, maar deze is onstabiel voor grotere massa's. Om een sturing te bekomen die onafhankelijk van de lastmassa is, werden beide winsten verkleind. Figuur 3.13 toont het resultaat. Een andere optie is uiteraard een adaptieve controle, maar deze methode werd niet uitgewerkt, daar performantie bij verdere uitwerking geen noodzaak is.



figuur 3.12: Stapantwoord van de positieregelkring, $P=0,05$ en $I=0,012$; α° .



figuur 3.13: Stapantwoord van de positieregelkring, $P=0,0075$ en $I=0,005$; α° .

3.5 Massabepaling.

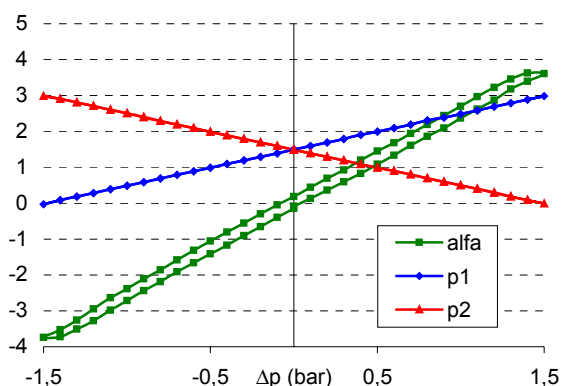
Gebaseerd op het statisch evenwicht, zie uitdrukking 3.4,

$$0 = p_1 l_{sp}^3 (m_0 - k\alpha) - p_2 l_{sp}^3 (m_0 + k\alpha) - 0,2m_e g \cos(\alpha) \quad (3.16)$$

kan uit de meetgegevens de externe lastmassa geschat worden:

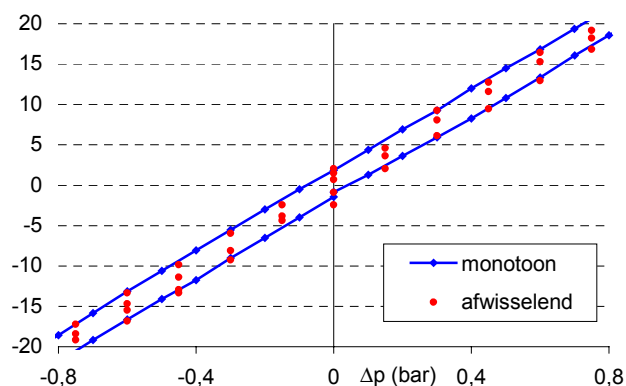
$$m_e = \frac{p_1 l_{sp}^3 (m_0 - k\alpha) - p_2 l_{sp}^3 (m_0 + k\alpha)}{0,2g \cos(\alpha)} \quad (3.17)$$

Deze manier beoogt dus dat in een bepaalde positie en voor een bepaalde uitwendige last de drukken steeds dezelfde zijn. Maar meetresultaten spraken deze stelling tegen. De opstelling vertoont een duidelijke hysteresis die enerzijds aan de wrijving in het systeem, maar vooral aan de niet-idealiteiten van de spieren te wijten is. Het zou hier om een vormhysteresis gaan die gepaard gaat met het op druk zetten en ontlaten van de spieren. Deze hysteresis werd opgemeten en in de onderstaande grafieken besproken. In deze grafieken komt elk meetpunt overeen met een statisch evenwicht: een druk werd ingesteld en de steady-state toestand werd opgemeten. Voor de metingen werd ook de draagarm losgekoppeld zodat de externe last als nul kan beschouwd worden. Figuur 3.14 toont duidelijk aan dat toenemende drukken andere hoeken instellen dan afnemende drukken. De hoek α wordt weergegeven en om aan te tonen dat de ingestelde drukken voor zowel de stijgende als de dalende karakteristiek wel degelijk dezelfde zijn, worden ook de drukken p_1 en p_2 weergegeven. Daar de grafiek uit twee rechten, één voor de daling en één voor de stijging, bestaat, doet dit vermoeden dat de hysteresis te modelleren valt. Wordt de druk echter niet monotoon dalend of stijgend gevarieerd, maar volgen toenemende en afnemende drukstappen elkaar op dan wordt van deze twee rechten afgeweken. Figuur 3.15 toont de resultaten van een meting waar de hysteresismeting herhaald wordt. Een (globale) drukstijging wordt nu echter verwezenlijkt door Δp afwisselend $0,2 \text{ bar}$ toe te laten nemen en $0,1 \text{ bar}$ af te laten nemen en een (globale) daling wordt verwezenlijkt door afwisselend met $0,2 \text{ bar}$ te dalen, gevolgd door een $0,1 \text{ bar}$ stijging. Deze meetresultaten tonen aan dat de meetpunten steeds ongeveer in de volledige hysteresis lus terecht komen. De figuur toont wel niet de volledige hysteresislus, omdat de metingen dan niet duidelijk te onderscheiden zijn.



figuur 3.14:

Hysteresislus van α met de bijhorende ingestelde drukken, α ($\times 10^\circ$), p_1 (bar), p_2 (bar).

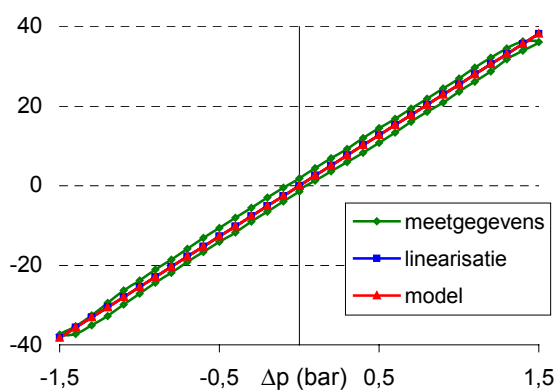


figuur 3.15: Meetresultaten voor α voor een monotone drukverandering en voor een afwisselende druktoename en afname, α ($^\circ$).

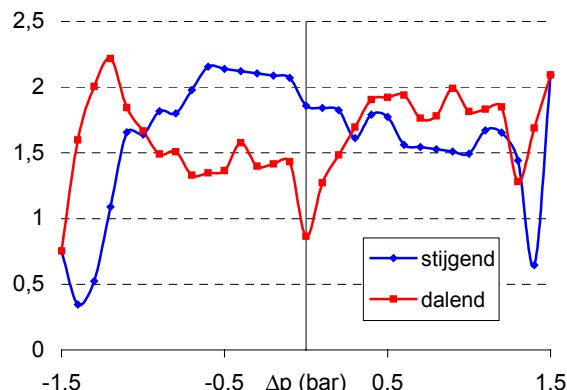
Daar de hysteresis niet gemodelleerd kan worden, zal ze in verdere berekeningen verwaarloosd worden. Er zal gewerkt worden met de rechte die uit de lineaire regressie van de volledige hysteresislus volgt. Zoals figuur 3.16 aantoont komt deze rechte zeer goed overeen met de rechte die uit het model 3.5 volgt voor de onbelaste en statische toestand, namelijk

$$\alpha = \frac{m_0}{k} \frac{\Delta p}{p_m} \quad (3.18)$$

Wel wetende dat in deze uitdrukking Δp in Pa en α in rad moeten uitgedrukt worden. Door met vergelijking 3.18 te werken, en de hysteresis dus te verwaarlozen, wordt er wel een fout geïntroduceerd. Daar, zoals in figuur 3.15 aangetoond werd, de volledige hysteresislus al de andere metingen min of meer omringt, de maximale fout kan uit het verschil van de linearisatie met de stijgende en dalende karakteristiek van de volledige hysteresislus gehaald worden. Figuur 3.17 toont deze afwijking voor de beide karakteristieken, de maximale fout bedraagt ongeveer $2,2^\circ$.



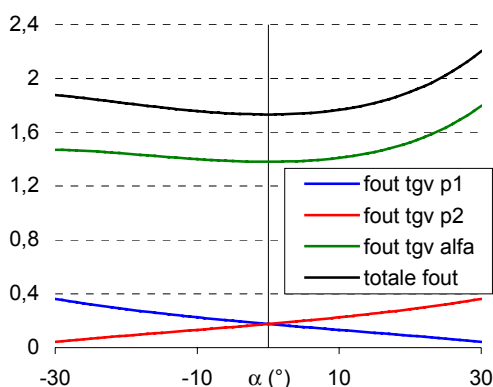
figuur 3.16: Verwaarlozing van de hysteresis, α ($^\circ$).



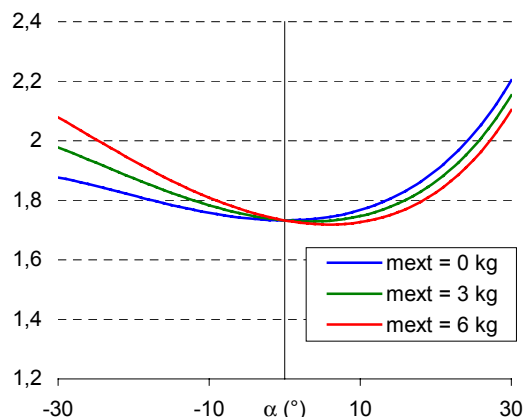
figuur 3.17: Positiefout volgend uit de verwaarlozing van de hysteresis, $\Delta\alpha$ ($^\circ$).

Uit uitdrukking 3.17 kan de fout op de massa-inschatting als gevolg van een meetfout op de twee drukken en de fout op de positie achterhaald worden. Wordt de sensorfout van de druksensoren verwaarloosd, dan is de meetfout, zoals in §3.2.3 toegelicht werd, $0,025$ bar. Wordt de potentiometerfout eveneens verwaarloosd, dan is de totale positiefout de som van de fout ten gevolge van de verwaarlozing van de hysteresis en de fout die volgt uit de ADC resolutie, die in *Appendix 1* al

bepaald werd en $0,3^\circ$ bedraagt. De totale fout bedraagt dus $2,5^\circ$, de invloed van de hysteresisverwaarlozing is dus duidelijk groter.



figuur 3.18: Fout voor de massaschatting bij externe last van 0 kg, Δm_e (kg).

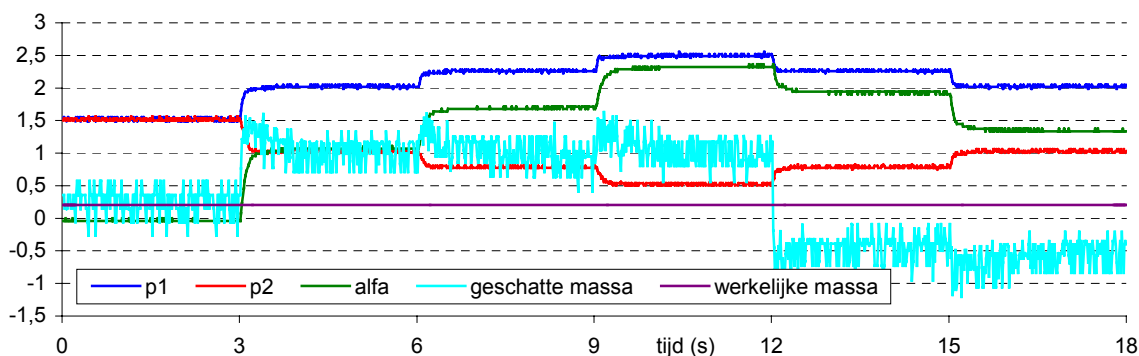


figuur 3.19: Fout voor de massaschatting bij verschillende externe lasten, Δm_e (kg).

Figuur 3.18 toont de verschillende foutinvloeden, deze zijn geldig voor een onbelaste arm. Daar de positiefout duidelijk een grotere invloed heeft op de totale fout, is de verwaarlozing van de druksensorfout veroorloofd. Bovendien zal de potentiometerfout veel kleiner zijn dan $2,5^\circ$ en deze kan dus ook verwaarloosd worden. De totale fout bedraagt ongeveer 2 kg.

Uit metingen bleek deze hysteresis wel min of meer onafhankelijk van de belasting. Daarom kan, uitgaande van dezelfde fouten voor drukken en positie, ook voor andere externe lasten de fout op de massabepaling berekend worden. Figuur 3.19 toont het resultaat en daaruit volgt dat voor grotere lasten de fout min of meer aanvaardbaar wordt.

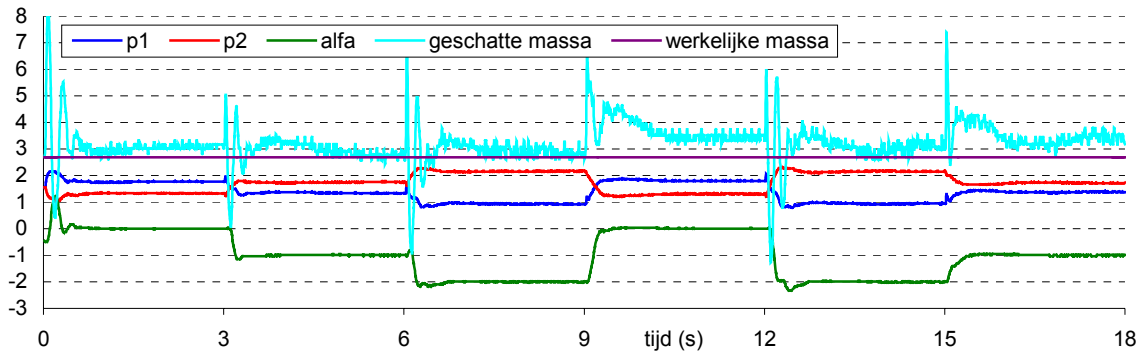
Wordt de massabepaling geïmplementeerd zoals ze door formule 3.17 wordt omschreven dan tonen de volgende figuren wat dit oplevert voor de massaschatting.



figuur 3.20: Massabepaling bij druksturing, p_1 (bar), p_2 (bar), α ($\times 10^\circ$), m_e (kg).

Figuur 3.20 geeft de resultaten weer van een meting waar Δp om de 3 s wordt ingesteld. De eigenlijke ingestelde drukwaarden zijn duidelijk afleesbaar uit de grafiek. De arm is onbelast en de externe belasting beperkt zich dus enkel tot de draagarm ($m_l = 0,205$ kg). Vanaf de eerste druktoename van Δp blijft de massabepaling duidelijk schommelen rond één gemiddelde waarde. Na 12 s neemt Δp voor het eerst af, hier zal namelijk de hysteresis optreden en dit uit zich duidelijk in de massabepaling. Verdere drukstappen zijn van dezelfde aard en het nieuwe massaniveau blijft dus bewaard. De

bepaalde massa's blijven binnen de foutmarge die eerder bepaald werd, maar omdat deze niet echt nauw is, is de fout op de schatting dus redelijk groot. Bovendien uit de ruis van de metingen zich in een aanzienlijk ruisniveau voor massabepaling.



figuur 3.21: Massabepaling bij positiesturing, p_1 (bar), p_2 (bar), α ($\times 10^\circ$), m_e (kg).

Figuur 3.21 toont de meetresultaten voor de positiesturing, de externe belasting is $2,692 \text{ kg}$ (m_3). Een onderscheid tussen de massaniveaus die gepaard gaan met een hoektoename en een hoekafname, is minder duidelijk. Bij de aanvang van een aangelegde stap verspringt het massaniveau, maar na de overshoot van de drukken, die door de positiesturing wordt opgelegd, evolueren de drukken terug in de andere zin. De geschatte massa keert daarom ook terug naar een waarde die minder afwijkt van de waarde die voor de stap geschat werd. Uit de geschatte massa's zou geconcludeerd kunnen worden dat deze zeker niet slecht is. Toch is dit eerder toeval. Andere soortgelijke metingen vertonen immers grotere fouten.

Veelal wordt er ook een groot overgangverschijnsel opgemerkt als gevolg van een nieuwe druk- of positie-instelling. Deze overgang naar een nieuwe evenwichtspositie voldoet uiteraard niet aan het statische evenwicht dat aan de basis van de massaschatting ligt en dit verklaart de afwijking. Voor figuur 3.20 is dit minder het geval, omdat de hoekinstelling, die een gevolg is van de druksturing, minder bruusk is.

3.6 Besluit.

Voor de eigenlijke taak zal de *druk-* of *positiesturing* gebaseerd zijn op de massabepaling: ‘voelt’ de arm dat de massa van de last verandert, dan weet hij dat dit een gevolg is van een operatorinteractie en dan moet de juiste reactie ervoor zorgen dat de arm zelf weer de volledige last zal dragen. Uiteraard is het niet de bedoeling dat de arm op elke kleine vastgestelde massaverandering reageert. Om een verplaatsing van de massa te verkrijgen zal de operator een zekere minimale kracht moeten overschrijden. Deze kracht zal minstens gelijk gekozen moeten worden aan de onzekerheid die de massabepaling met zich meebrengt. Uiteraard is het wel de bedoeling om deze onzekerheid danig te beperken zodat de arm wel degelijk zijn taak kan vervullen. Is de fout op de massabepaling bijvoorbeeld even groot als de te dragen last, zoals dit in de eerdere metingen het geval is, dan is het duidelijk dat de arm een onnodige investering is. Een massabepaling die massaveranderingen tot 10 à 20% van de te dragen massa nauwkeurig kan detecteren, lijkt een goede vooropgestelde nauwkeurigheid. Zo zullen de operatorkrachten maximaal 20% zijn van degene die uitgeoefend zouden moeten worden om de last te heffen zonder assistentie. Voor de implementatie is er uiteraard geen exacte massabepaling nodig om het doel te bereiken. Wel moet de schatting van de kracht een representatie zijn voor de werkelijke operatorkracht. Hiermee wordt bedoeld dat verschillende operatoracties te onderscheiden moeten zijn, zonder daarom precies te weten welke deze operatorkracht is.

De massabepaling die voorgesteld wordt, vertoont duidelijk gebreken. De voornaamste nadelen zijn uit de twee eerdere figuren af te leiden. Zo wordt er voor een constante lastmassa toch een aanzienlijke variatie van de massaschatting vastgesteld en dit als gevolg van de meetruis en niet-idealiteiten van het systeem. Bovendien zal de statische benadering tot relatief grote overgangsverschijnselen van de massabepaling leiden bij een nieuwe druk- of hoekinstelling.

Wordt er meer aandacht besteed aan de kwaliteit van de signalen, zodat de meetruis beperkt wordt, dan kan ook het ruisgehalte van de massabepaling dalen. Moest de methode bovendien rekening houden met eerdere schattingen, in plaats van voor elk nieuwe discrete tijdstip een nieuwe, (onafhankelijke) massabepaling uit te voeren, dan zal waarschijnlijk de invloed van ruis en van de hysteresis ook al sterk beperkt worden. Natuurlijk zal er altijd een onzekerheid overblijven, maar deze moet opgevangen worden door de invoering van een dode zone: een zone waar geen gevolg wordt gegeven aan geschatte massaveranderingen. Leidt de toepassing er bovendien toe dat de statische benadering te argumenteren is, wat voor menselijke bewegingssnelheden zeer waarschijnlijk het geval is, dan kan deze eenvoudige methode toch dienen voor de beoogde taak van de krachtdetectie.

Voor een tweeledige arm zullen er niet-idealiteiten optreden voor de beide scharnieren; superponeren deze zich, dan kan er nog een grotere fout verwacht worden. Hoe de extrapolatie naar andere spieren, of andere dimensies van de opstelling gebeurt, is voorlopig gissen. Daarom is het misschien nuttig om op zoek te gaan naar andere alternatieven, die minder onderhevig zijn aan de invloeden die de besproken methode kwetsbaar maken.

Hoofdstuk 4

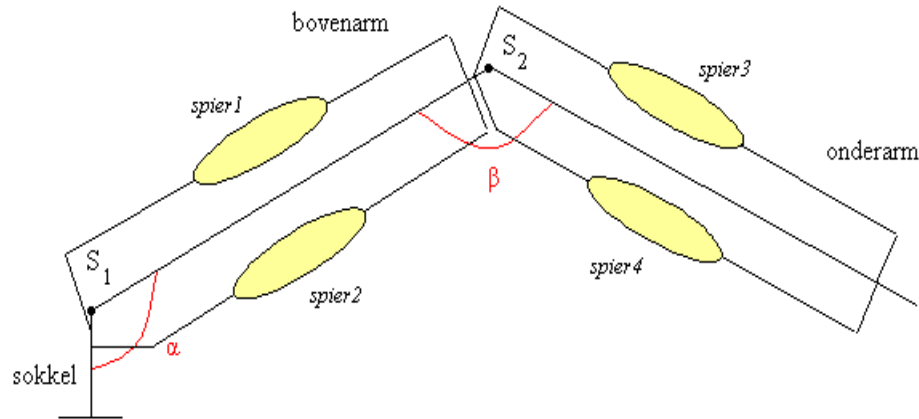
Ontwerp tweeledige arm.

4.1 Oorspronkelijk ontwerp.

Als inleiding zal het voorgestelde ontwerp en de ontwerpmotivatie van de voorgaande thesis [1] beknopt worden weergegeven.

Als ontwerpdoel werd er een robotarm geëist die een bereik heeft dat het menselijke bereik evenaart en die daarenboven de operator zo min mogelijk hindert in zijn bewegingen. Bovendien mag de arm niet zwaar zijn en daar ook de kostprijs beperkt moet blijven, om competitief te zijn met alternatieven, wordt een eenvoudig ontwerp vooropgesteld. Aangezien het om een hefbeweging gaat in een verticaal vlak, volstaat een arm met twee vrijheidsgraden. Meer dan twee vrijheidsgraden zou de armconstructie onnodig complex maken. Er werden drie mogelijke configuraties voorgesteld: twee verschillende configuraties van de tweeledige arm en de ruitvormige configuratie. De tweeledige arm is minder complex en dus minder zwaar dan de trapeziumvormige constructie. Bovendien zijn de scharnieren, wegens hun oriëntatie ten opzichte van het krachtveld, minder zwaar belast dan deze van de ruitvormige constructie. De tweeledige arm met onderliggend ellebooggewricht zou de operator te veel bewegingsvrijheid ontnemen en daarom werd uiteindelijk de tweeledige arm met opwaarts gericht ellebooggewricht gekozen. De actuatoren zijn *GPAS*, dewelke gebruikt worden als rotatieve actuatoren in een antagonistische opstelling (zie §2.2). Om een compact geheel te bekomen werd er geopteerd voor de voorwaartse spierplaatsing. Twee armen van elk l m , er werd immers bewezen dat gelijke armlengten een maximaal werkdomein opleveren, leken een geschikt werkdomein voort te brengen. Ook het type spier werd, voornamelijk uit inbouwoverwegingen, hier al vastgelegd. Het eigenlijke ontwerp werd dan bekomen door een volledig parametrisch model van de arm op te stellen: elk spieraanhechtingspunt, in totaal 8, werd door drie variabele parameters vastgelegd. Per gelid werden dan de evenwichtsvergelijkingen van alle inwerkende krachten uitgeschreven en deze vergelijkingen werden aangevuld met vergelijkingen die de koppeling tussen de verschillende geledingen omschreven. Al de vergelijkingen en de spierkarakteristieken werden tenslotte in een wiskundig programma ingevoerd, waar een set optimale parameters werd berekend. Vervolgens werd er vastgesteld dat deze oplossing wel degelijk aan de nodige eisen voldeed en het design, alleszins het geraamte, lag vast. Als laatste stap werden dan nog de nodige sterkteberekeningen uitgevoerd om het geraamte zodanig in te kleden dat de hele opstelling ook constructief de optredende krachten en spanningen kan verdragen. De eigenlijke resultaten zijn terug te vinden in de desbetreffende thesis, de belangrijkste worden verder in dit hoofdstuk herhaald.

Naar de armprestaties centraal staan in dit hoofdstuk, zullen de spieren ook zeer regelmatig aan bod komen. Daarom wordt de spierkeuze hier reeds herhaald. Figuur 4.1 toont een schets van de arm en herhaalt de benamingen uit het oorspronkelijke ontwerp, deze zullen verder consequent gebruikt worden.



figuur 4.1: Benaming.

Daar de arm in het zwaarteveld opereert zullen *spier 1* en *spier 3* de last heffen. Ze worden daarom de dragende spieren genoemd. In principe zorgt de zwaartekracht voor de actuatie in de andere richting, toch wordt er, voor redenen die in §2.2 beschreven staan, gekozen voor de antagonistische set-up. *Spier 2* en *spier 4* worden de antagonisten van respectievelijk *spier 1* en *spier 3* genoemd. Om een aanzienlijk werkdomein te bekomen zijn er grote spiersamentrekkingen vereist. Een spier met een grote constructielengte zou deze kunnen realiseren. Maar hoe groter de constructielengte, hoe groter de spierdiameter en het spiervolume bij contractie zijn. Deze optie is dus praktisch niet haalbaar. Een serieschakeling van kleinere spieren biedt in dit opzicht wel een goede oplossing. De totale samentrekking is de som van de individuele samentrekkingen en de spierkracht is gelijk aan de spierkracht van één enkele spier. Uiteindelijk werd er voor *spier 1* en *spier 3* een serieschakeling van 4 spieren met constructielengte van 18 cm gekozen. *Spier 2* en *spier 4* zorgen enkel voor stijfheid, waardoor er voor deze spieren grotere contracties getolereerd kunnen worden, wat in een serieschakeling van 3 van dezelfde spieren resulteerde.

4.2 Schaalmodel.

4.2.1 Motivatie.

De voorgestelde configuratie is uiteraard zo ontworpen dat de robotarm kan ingeschakeld worden in een industriële omgeving. Maar aangezien er nog uitgebreid onderzoek vereist is naar de sturing van deze arm, leek het veiliger en praktisch meer haalbaar om eerst een schaalmodel te bouwen. Veiliger omdat een robotarm met twee armen van elk een meter, die ontworpen is om massa's tot dertig kilogram te dragen, in een ongecontroleerde beweging zeer zeker materiële en lichamelijke schade zal berokkenen. Een goed uitgedachte beveiligingsuitrusting en beveiligingscircuit in de sturing zouden eventueel een oplossing bieden, maar daardoor is het tweede probleem nog niet opgelost, namelijk de technische realisatie van de actuatoren. Aangezien de nog steeds prille fase in de ontwikkeling en productie van de *GPAS*, leek het te voorbarig om de voorgestelde spieren te maken. Ook het principe van de serieschakeling werd nog niet toegepast en daarom werd besloten om eerst een schaalmodel te ontwerpen. Door de bouw van dit model kan er, gebruikmakende van reeds opgedane kennis in opstellingen van vergelijkbare grootte, op een veilige wijze gezocht worden naar een mogelijke aansturing voor de robotarm. Uiteraard blijft het streefdoel de ontwikkeling van een industriële manipulatorarm, daarom zal zo weinig mogelijk van het oorspronkelijke model afgeweken worden zodat de verworven informatie en kennis geëxtrapoleerd kunnen worden naar de oorspronkelijke dimensies.

4.2.2 Herschaling.

Om de hefboomarmen te behouden werd de structurele herschaling vooropgesteld. Maar aangezien het wenselijk was om de serieschakeling van de spieren nog te vermijden, werd er nagegaan of andere spieren eventueel geen oplossing konden bieden. Eén enkele spier, wel te verstaan van realistische constructielengte om geen onmogelijke spiervolumes en diameters bij grote contracties te krijgen, zou wegens de te kleine spiersamentrekking het oorspronkelijke werkdomein te drastisch verkleinen. Om toch een groter werkdomein te bekomen, zouden de hefboomarmen volledig herdacht moeten worden en van een schaalmodel zou er dan totaal geen sprake meer zijn. Een serieschakeling van twee spieren bovenaan in plaats van vier en één enkele spier in plaats van een serieschakeling van drie onderaan, zou nog steeds eenvoudiger zijn. Maar om op die manier dezelfde spiersamentrekkingen te bekomen moeten de constructielengtes groter worden. Mits minieme aanpassingen aan de hefboomarmen, leek het objectief om met eenvoudigere spieren een soortgelijk werkdomein te bekomen, bereikt. Maar de inbouw van de spieren bleek dan een probleem: daar de grotere spierdiameters bij grote contracties uiteraard tussen de twee platen van een gelid moeten passen, zou de arm erg breed en lomp worden. Dit is op zich niet zo erg, toch wordt een slanke arm geprefereerd. Bovendien zouden de maximale hoekverdraaiingen beperkt moeten worden om te vermijden dat de bovenste en de onderste spieren elkaar in bepaalde posities raken, waardoor het werkdomein wederom zou verkleinen. Daarom werd er toch beslist om een perfect schaalmodel, constructie en spieren, na te streven.

Gebaseerd op het oorspronkelijke model wordt er in de onderstaande figuren een overzicht gegeven van de nieuwe afmetingen die de posities van aanhechtingspunten en scharnierpunten vastleggen. De schaalfactor is zodanig dat de armen van 1 m herleid worden tot 30 cm .

In de figuren worden de volgende benamingen gehanteerd:

S_x : scharnier x met $x \in \{1, 2, 3\}$

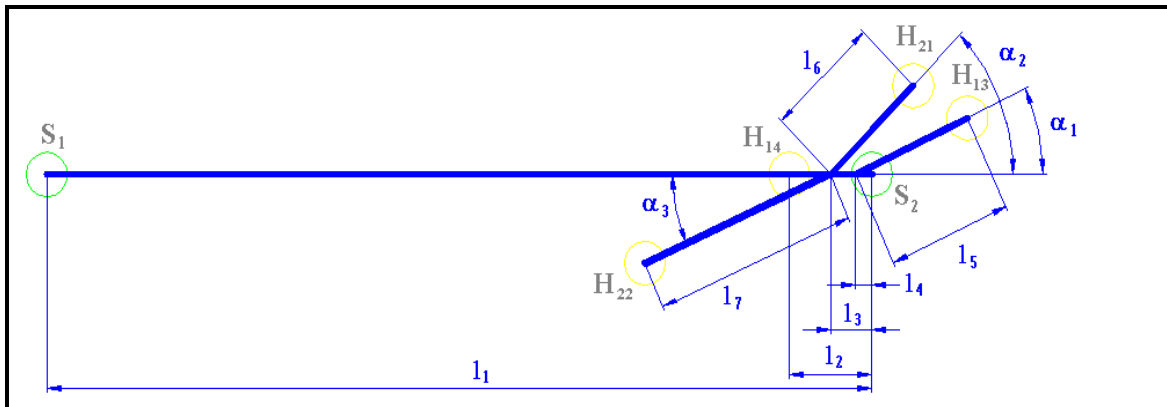
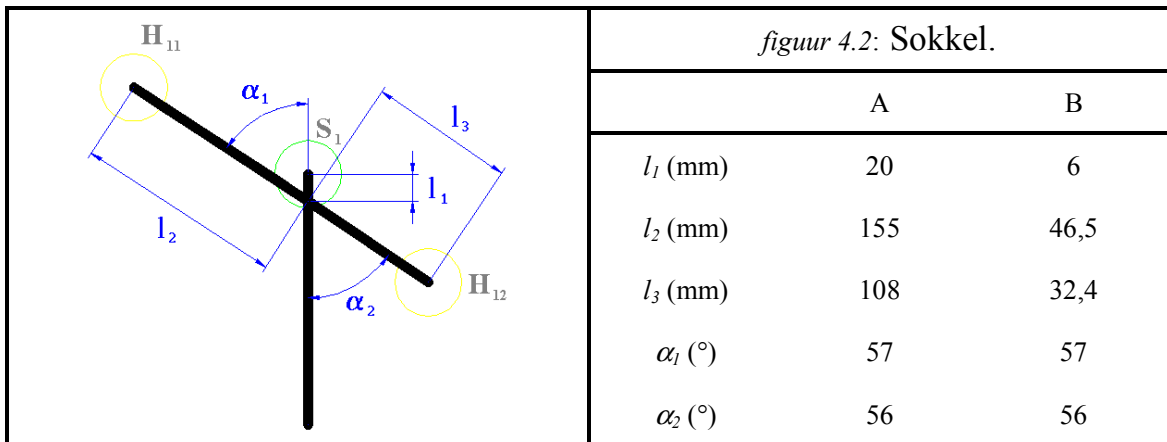
H_{yz} : spieraanhechtingspunt y van spier z met $y \in \{1, 2\}$ en $z \in \{1, 2, 3, 4\}$

l_k, α_m : parameters die de spieraanhechtingspunten vastleggen, zie figuren

A : oorspronkelijk ontwerp

B : huidig ontwerp (schaalmodel)

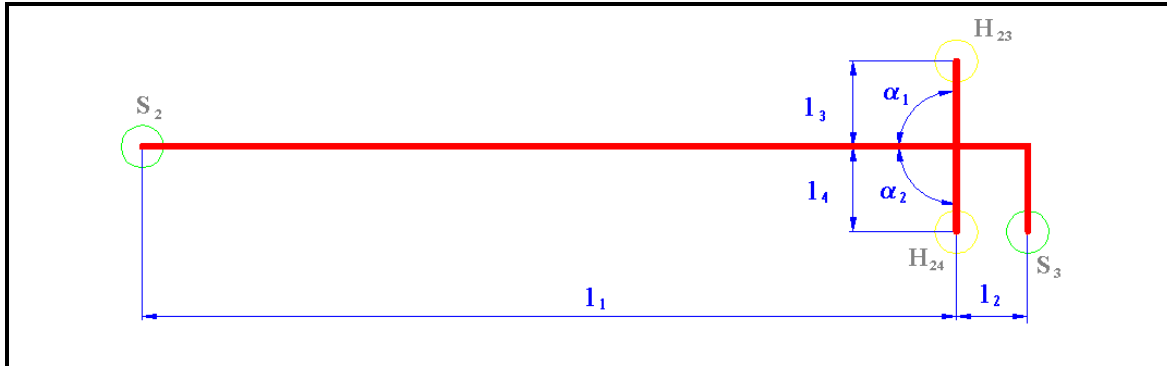
De benaming van de geleidingen, scharnierpunten en spieraanhechtingspunten wordt hier vastgelegd voor het verdere verloop van het werk.



figuur 4.3: Bovenarm.

	A	B		A	B		A	B
l_1 (mm)	1000	300	l_5 (mm)	150	45	α_2 (°)	45	45
l_2 (mm)	100	30	l_6 (mm)	141,4	42,42	α_3 (°)	24	24
l_3 (mm)	50	15	l_7 (mm)	246,2	73,86			
l_4 (mm)	20	6	α_1 (°)	25	25			

De positie van H_{14} wordt in het oorspronkelijk design ook nog gekarakteriseerd door een hoek en een tweede lengte, maar aangezien deze verwaarloosbaar zijn, werd H_{14} gewoon op de S_1S_2 -as gelegd.



figuur 4.4: Onderarm.

	A	B		A	B		A	B
l_1 (mm)	950	285	l_3 (mm)	100	30	α_1 (°)	90	90
l_2 (mm)	50	25	l_4 (mm)	100	30	α_2 (°)	90	90

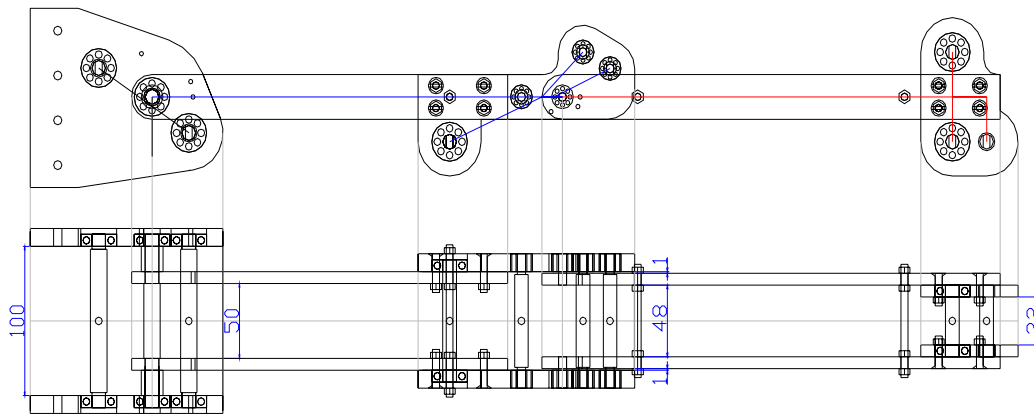
Ook hier zal het oorspronkelijk design niet helemaal nagestreefd worden, l_2 werd iets groter gekozen opdat het anders constructief niet meer mogelijk wordt om zowel in H_{24} en S_3 een as met bijhorend lager te plaatsen. Het punt S_3 zal ook als het Tool Center Point (*TCP*) omschreven worden.

Over de herschaling van de spieren zal er in de bespreking van de prestaties van de arm teruggekomen worden. Er zal immers geopteerd worden voor een 1/3 schaling, hoewel de constructie een 3/10 schaling onderging. De contractiecurven zullen deze keuze staven. Wel wordt het aantal spieren voor de dragende en antagonistische spieren behouden.

4.2.3 Eigenlijke ontwerp.

Om tot het eigenlijke ontwerp te komen moet het geraamte natuurlijk naar een structuur omgezet worden die in de praktijk de nodige sterkte bezit om de optredende krachten en spanningen te weerstaan. Het ontwerp mocht echter niet te veel tijd in beslag nemen en daarom werd er niet zo diep op deze sterkteberekeningen ingegaan. De dimensies van de verschillende armplaten en flenzen werden zodanig gekozen dat er uit ervaring kon besloten worden dat ze sterk genoeg zullen zijn. Enkel bepaalde assen, tussen de twee armplaten, waar de spieren aan bevestigd worden, werden van naderbij bestudeerd. Dit zijn immers kritische onderdelen: de inbouwafmetingen laten immers geen grote diameters toe, terwijl ze toch de grote spierkrachten moeten overbrengen. Voorts werd er geopteerd om de spieraanhechtingsassen niet langer door bussen in de flenzen te laten bewegen, rollagers nemen deze taak over. Deze lijken bij grote trekkrachten van de spieren immers beter geschikt om de hoekrotaties toe te laten. Op de plaatsen waar het mogelijk was, werden (goedkopere) kogellagers geplaatst. Waar er verschillende aanhechtingspunten en/of scharnierpunten kort bij elkaar gelegen zijn werden naaldlagers gekozen. Deze naaldlagers hebben wel een kleinere binnendiameter, waardoor de diameter van de spieraanhechtingsassen nog kritischer wordt. Bovendien zijn de naaldlagers iets breder en daarom werden de flenzen, waar ze ingeklemd zijn, uit bredere platen vervaardigd. In de sokkel liggen de scharnier- en spieraanhechtingspunten ver genoeg uit elkaar om kogellagers te plaatsen, toch werden deze sokkelplaten ook uit dit bredere plaatmateriaal gehaald. Zo kon er immers een barrière blijven die het lager verhindert uit zijn passing te schuiven bij eventueel optredende

krachten volgens deze axiale richting. De belangrijkste ontwerptekeningen van de verschillende onderdelen werden in *Appendix 2* gebundeld. Naast de spieraanhechtingsassen zal er ook nog over de spierverbindingstaven gesproken worden. Dit zijn de cilindrische staven die aan de spieren bevestigd zijn om de verbinding met de spieraanhechtingsassen mogelijk te maken. Deze horen standaard bij de spieren en zijn dus niet in het design opgenomen. Tenslotte nog vermelden dat in het punt S_2 de scharnieras niet over heel de breedte mag doorlopen, anders zou deze voor kleine β -waarden in contact komen met *spier3*. Figuur 4.4 toont, op de spieren na, de volledige samenbouw van de arm, het geraamte werd eveneens in de figuur opgenomen. De belangrijkste breedteafmetingen zijn weergegeven omdat deze belangrijk zijn naar de spierkeuze toe, die, zoals reeds vermeld, bij de prestatiebespreking aan het bod zal komen. Wel moet nog opgemerkt worden dat de toestand waarin de arm zich op de figuur bevindt niet tot het werkgebied zal horen, mogelijke overlappingsen die uit de figuur blijken zullen niet tijdens normale werking (werkingsgebied, zie §4.3.1) voorkomen.



figuur 4.5: Eigenlijke ontwerp van het schaalmodel.
(afstanden in mm)

De sterkteberekening wordt nog even kort toegelicht. De meest kritische onderdelen zijn *part A*, *part C* en *part D* (benaming overgenomen uit *Appendix 2*). Dit zijn de spieraanhechtingsassen en deze moeten dus de volledige spierkracht opnemen. Daar er verschillende assen dicht bij elkaar komen te liggen en er voor de spieraanhechtingsassen ook steeds nog ruimte moet zijn voor een bevestigingsmoer, moeten de dimensies beperkt blijven. Daarom werd er geopteerd om al de spieraanhechtingsassen en ook *part B* in staal te vervaardigen. Voor de armplaten en de flenzen laten de dimensies aluminium (minder sterk, maar lichter dan staal) toe, zo wordt het gewicht van de constructie beperkt. Tijdens het ontwerp waren de uiteindelijke spierkarakteristieken nog niet exact gekend: de spierconstructie zou immers uitwijzen welke R/l -verhouding haalbaar zou worden. Wel kon er vanuit gegaan worden dat de maximale spierkracht zeker niet groter dan 2 kN zou worden. De spieraanhechtingsassen ondergaan een driepuntsbuiging. De ontwerpcriteria waren dan ook afschuiving en doorbuiging [5][6]. De afschuiving vindt plaats daar waar de as in de lagers geklemd wordt. De maximale reactiekracht die voor de afschuiving zorgt, bedraagt de helft van de maximale spierkracht. De doorbuiging van de as is maximaal in het midden van de lengteas, daar wordt de spier immers bevestigd. Zulk een belastingvorm wordt eigenlijk het best opgevangen door conische assen: dun aan de inklemming en geleidelijk breder naar het centrum toe. Maar het ontwerp moest eenvoudig blijven en daarom werd er geopteerd voor een getapte as: een kleine diameter op de uiteinden, om in de lagers te passen en een grotere diameter voor de kern, om de doorbuiging te beperken. Voor *part C* en *part E* was het zelfs niet nodig te kern te verbreden. *Part B* en *part E* werden niet als kritisch

beschouwd. *Part B*, de scharnieras tussen sokkel en bovenarm, ondergaat immers een vierpuntsbuiging. De afschuiving is gelijk aan deze voor *part A*, maar de doorbuiging zal kleiner zijn daar het moment zich immers niet tot het centrum opbouwt. Dezelfde diameters als deze voor *part A* zijn dus zeker geschikt. *Part E* is kort en zal dus ook slechts een kleine doorbuiging ondergaan. Bovendien wordt deze in kogellagers (grote binnendiameter) geplaatst waardoor de diameter zeker groot genoeg zal zijn om de belasting aan te kunnen.

4.2.4 Traagheidsparameters.

Uitgebreide CAD-software laat toe om de massa's en de traagheidsmomenten automatisch te berekenen uit de technische tekeningen en de opgegeven materialen. Het AutoCad-pakket dat in de ontwerpfase gebruikt werd, kan dit echter niet. Daarom werden in deze fase de massa's en de traagheidsmomenten, om een as evenwijdig met de twee actuatorscharnierassen en door het massamiddelpunt, per gelid analytisch berekend. De eigenlijke uitwerking is terug te vinden in *Appendix 3*, de resultaten zijn:

Bovenarm:	massa:	$m_b = 1,458 \text{ kg}$
	zwaartepunt:	$l_{b2} = 192,7 \text{ mm}$
	traagheidsmoment:	$I_b = 1,75 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2$
Onderarm:	massa:	$m_o = 1,057 \text{ kg}$
	zwaartepunt:	$l_{o2} = 196,1 \text{ mm}$
	traagheidsmoment:	$I_o = 1,154 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2$

Voor de interpretatie van l_{b2} en l_{o2} wordt al even naar figuur 4.16 verwezen.

4.3 Prestaties.

Vooraleer de prestaties berekend en besproken worden, wordt eerst in de tabelvorm de link gelegd met §2.2. Begrippen zoals hefbomen en koppelfuncties werden daar immers gedefinieerd.

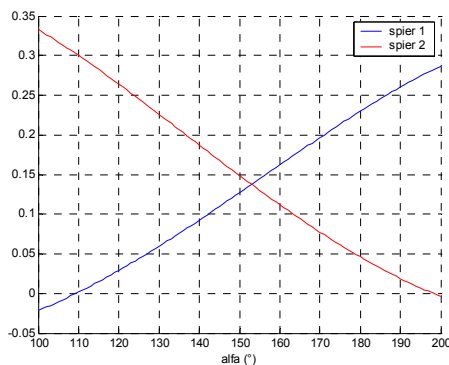
x	gelid x	γ_x	spierpaar x	i	spier i
1	sokkel	α	spierpaar 1	1	spier 1
				2	spier 2
2	bovenarm	β	spierpaar 2	3	spier 3
				4	spier 4
3	onderarm	/	/	/	/

tabel 4.1: Actuatieoverzicht.

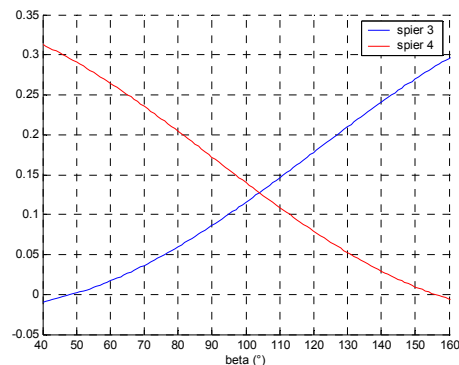
4.3.1 Contracties, hefbomen en koppelfuncties.

Aangezien alle afmetingen van de arm gekend zijn, is het mogelijk om voor elk gelid een relatief assenstelsel te definiëren en alle punten behorende tot dit gelid door middel van relatieve coördinaten te beschrijven. Het assenstelsel van de sokkel is het absolute assenstelsel, de oriëntatie ervan wordt in figuur 4.16 weergegeven. Door de gepaste transformatiematrices te definiëren kunnen de absolute coördinaten van een willekeurig punt in een relatief assenstelsel berekend worden. De Denavit-Hartenberg transformatiematrix wordt algemeen gebruikt in de robotica [7]. Dit is een standaardmatrix die achtereenvolgens een rotatie om de Z-as, een translatie langs deze Z-as, een translatie langs de nieuwe X-as en een rotatie om de nieuwe X-as beschrijft. Hoewel er voor de tweeledige arm slechts twee transformatiematrices zijn die samen slechts 3 of 4 parameters, afhankelijk van de keuze van de assenstelsels, bevatten werd er toch met deze methode gewerkt. 2 onontbeerlijke parameters zijn uiteraard de variabele gewrichtshoeken α en β . De coördinaten van het assenstelsel van de bovenarm worden door middel van één transformatiematrix in absolute gezet, deze van de onderarm ondergaan twee transformaties. Aangezien nu elk punt in absolute coördinaten uitgedrukt is, kunnen uit de coördinaten van de spieraanhechtingpunten en de scharnierpunten de contracties en de hefbomen bepaald worden.

Vooraleer er verdere berekeningen gedaan worden, worden eerst de figuur 4.6 en figuur 4.7 van naderbij bekeken.



figuur 4.6: $\varepsilon_{(1)(2)}(\alpha)$ ()



figuur 4.7: $\varepsilon_{(3)(4)}(\beta)$ ()

Dit zijn de contractiecurven zoals ze berekend werden voor de oorspronkelijke constructie. Moest de constructielengte van de spieren $5,4 \text{ cm}$ zijn, dan wordt er immers met een perfect schaalmodel gewerkt en dan blijven deze curven geldig. Om deze curven te kunnen beoordelen moet enkel nog het werkdomein vermeld worden, ook dit wordt uit het oorspronkelijke ontwerp overgenomen:

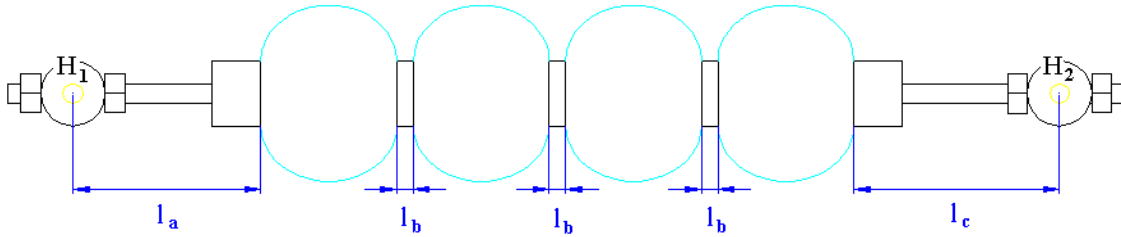
$$\begin{aligned} 110^\circ \leq \alpha \leq 195^\circ \\ 50^\circ \leq \beta \leq 150^\circ \end{aligned} \quad (4.1)$$

In §2.1.2 werd toegelicht waarom een spier best binnen zekere contractiegrenzen gebruikt wordt. Maar zoals uit de bovenstaande figuren duidelijk blijkt, wordt hiertegen gezondigd: ε_1 , ε_2 , ε_3 en ε_4 zijn praktisch nul voor de respectievelijk $\alpha = 110^\circ$, $\alpha = 195^\circ$, $\beta = 50^\circ$ en $\beta = 150^\circ$ (de hoeken die het werkdomein afbakenen). Uit de figuren blijkt wel dat in het werkdomein een bovengrens van ongeveer 30% gerespecteerd wordt. Deze twee vaststellingen leiden tot de conclusie dat, om de ondergrens van de contractie op te trekken en de bovengrens te behouden, er langere spieren gewenst zijn.

Figuur 4.8 schets de spierbevestiging: de spierverbindingstaven, waar schroefdraad op aanwezig is, passen in de gaten van de spieraanhechtingsassen; moeten zorgen dat deze verbinding verzekerd blijft. De verbinding lengte L_{verbind} wordt gedefinieerd als de afstand tussen de twee spieraanhechtingspunten, verminderd met de eigenlijke lengte van de spier. Met de eigenlijke spierlengte wordt

$$\#sp \cdot l_{sp} \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.2)$$

bedoeld. $\#sp$ is het aantal identieke spieren in serie, l_{sp} de constructielengte van één spier van serieschakeling en ε is de contractie, die uiteraard dezelfde is voor elk spier apart, of voor de gehele serieschakeling. Zo is de verbinding lengte voor de spier geschetst in figuur 4.8 gelijk aan $l_a + 3 \cdot l_b + l_c$.



figuur 4.8: Definitie van L_{verbind} .

Door de verbinding lengte aan te passen, kan de gewenste contractie voor een zekere hoek ingesteld worden. Worden de contractiegrenzen vastgelegd op 5 en 30%, dan zal, om bij $\alpha = 110^\circ$ een minimale contractie voor *spier 1* en een maximale contractie voor *spier 2* en om bij $\beta = 50^\circ$ een minimale contractie voor *spier 3* en een maximale contractie bij *spier 4* te bekomen, er moeten gelden dat

voor *spier 1* en *spier 3*

$$L_{\text{verbind } i} = \left| H_{1i} H_{2i} (\gamma_x^*) \right| - \#sp \cdot l_{sp} \cdot (1 - \varepsilon_{\min}) \quad (4.3)$$

en voor *spier 2* en *spier 4*

$$L_{\text{verbind } i} = \left| H_{1i} H_{2i} (\gamma_x^*) \right| - \#sp \cdot l_{sp} \cdot (1 - \varepsilon_{\max}) \quad (4.4)$$

waar voor $i = 1, 2$ $\gamma_x^* = 110^\circ$; voor $i = 3, 4$ $\gamma_x^* = 50^\circ$; voor $i = 1, 3$ $\#sp = 4$; voor $i = 2, 4$ $\#sp = 3$; $\varepsilon_{\min} = 0,05$ en $\varepsilon_{\max} = 0,30$.

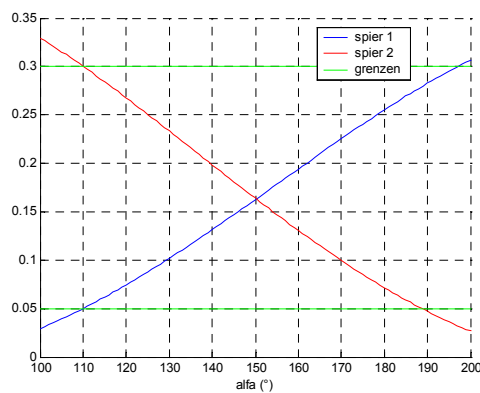
Dit geeft dan de volgende resultaten:

$$L_{verbind1} = 0,1170 \text{ m} \quad L_{verbind2} = 0,0745 \text{ m} \quad L_{verbind3} = 0,0943 \text{ m} \quad L_{verbind4} = 0,1398 \text{ m}$$

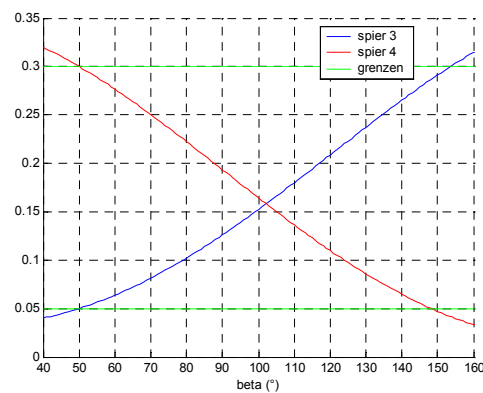
Nu de lengteverbindingen gekend zijn, kan de contractie horende bij om het even welke hoek achterhaald worden door de formule

$$\varepsilon_i(\gamma_x) = \frac{\#sp.l_{sp} - \left(|H_{1i}H_{2i}(\gamma_x)| - L_{verbindi} \right)}{\#sp.l_{sp}} \quad (4.5)$$

Worden de contractiecurven herberekend voor een spierconstructielengte van 6 cm, in plaats van 5,4 cm, dan tonen figuur 4.9 en figuur 4.10 dat de contractiegrenzen ook voor de andere uiterste hoeken, namelijk $\alpha = 195^\circ$ en $\beta = 150^\circ$, gerespecteerd worden. De spieren worden dus duidelijk op een betere manier benut.

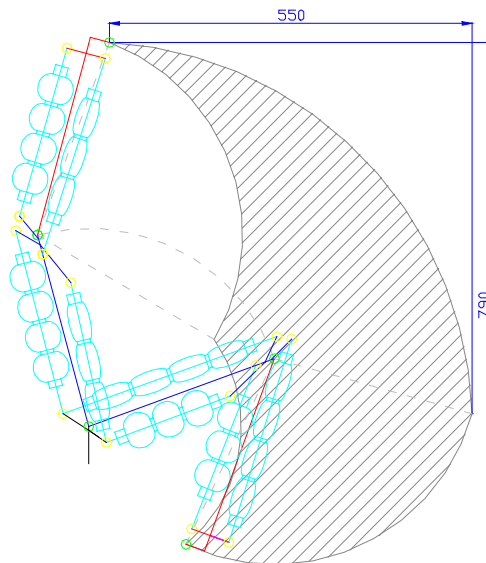


figuur 4.9: $\varepsilon_{(1)(2)}(\alpha)$ ()



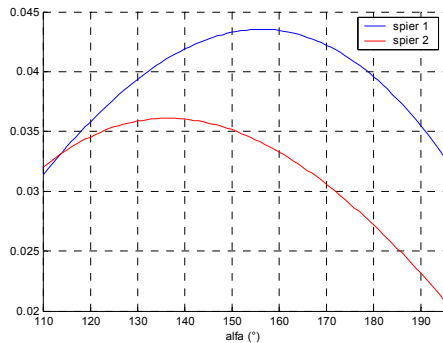
figuur 4.10: $\varepsilon_{(3)(4)}(\beta)$ ()

Het werkdomein blijft dus op een, voor de spieren, gezonde manier behouden. Figuur 4.11 toont dit werkdomein samen met twee extreme posities waar maximale en minimale contracties van de spieren optreden.

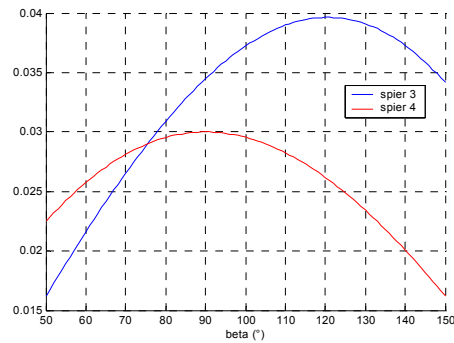


figuur 4.11: Visualisatie van het werkdomein (afstanden in mm).

De hefboomen die samen met de spierkracht voor het moment zullen zorgen kunnen met behulp van de absolute coördinaten berekend worden. Figuur 4.12 en 4.13 geven de resultaten.



figuur 4.12: $h_{(1)(2)}(\alpha)$ (m)

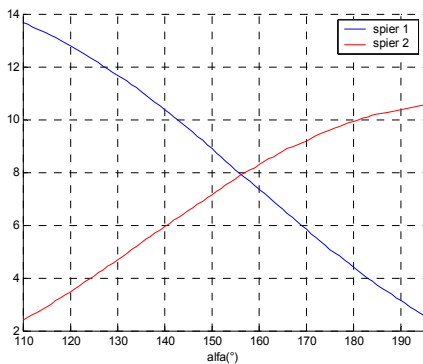


figuur 4.13: $h_{(3)(4)}(\beta)$ (m)

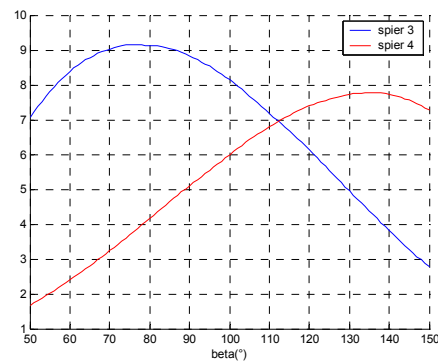
Als deze hefboomen gecombineerd worden met de spierkarakteristiek dan kunnen de koppelfuncties eveneens berekend worden. Maar dan moet er eerst nog even uitgeweid worden over de keuze van de slankheid van de spier. In het oorspronkelijke ontwerp werd aangetoond dat een R/l -verhouding van 0,2 de bovengrens was om de vooropgestelde last te kunnen dragen. Maar er moet geprobeerd worden om de spieren zo slank mogelijk te maken omdat er eveneens werd aangetoond dat de beperking van de hefkracht optreedt daar waar de actuatoren zich in sterk gecontracteerde toestand bevinden. In deze toestand is de spierkracht immers klein. Om dan toch een zo groot mogelijke last te heffen is het daarom aangewezen te werken met zo slank mogelijke spieren: bij grote contracties zal de spankrachtfunctie dan immers hoger liggen dan deze van spieren die minder slank zijn. Aangezien de spieren nu slechts een constructielengte van 6 cm hebben, is het praktisch niet evident om grote slankheden te realiseren. De minimaal mogelijke R/l -verhouding die gehaald kan worden zal ongeveer 0,125 zijn. Voor de inbouw van de spieren werd er uit de technische tekeningen afgeleid dat, mits de breedteafmetingen uit figuur 4.5 gerespecteerd worden, de spieren een maximale R/l -verhouding van 0,14 mogen hebben. Voor grotere waarden zou *spier 3* de armpalmen van de onderarm raken.

In deze fase zal voor de berekeningen gekozen worden om de spierkarakteristiek van de spieren met een R/l -verhouding van 0,15 over te nemen. De prestaties horende bij de kleine contracties zullen dan wat overschat worden. Maar de prestaties voor grote contracties, die de prestaties zullen beperken, zullen dan iets onderschat worden.

Nu is alle informatie gekend om de koppelfuncties te berekenen. Deze worden in figuur 4.14 en figuur 4.15 weergegeven. De uitdrukking zoals deze voorgesteld door formule 2.11 wordt toegepast.



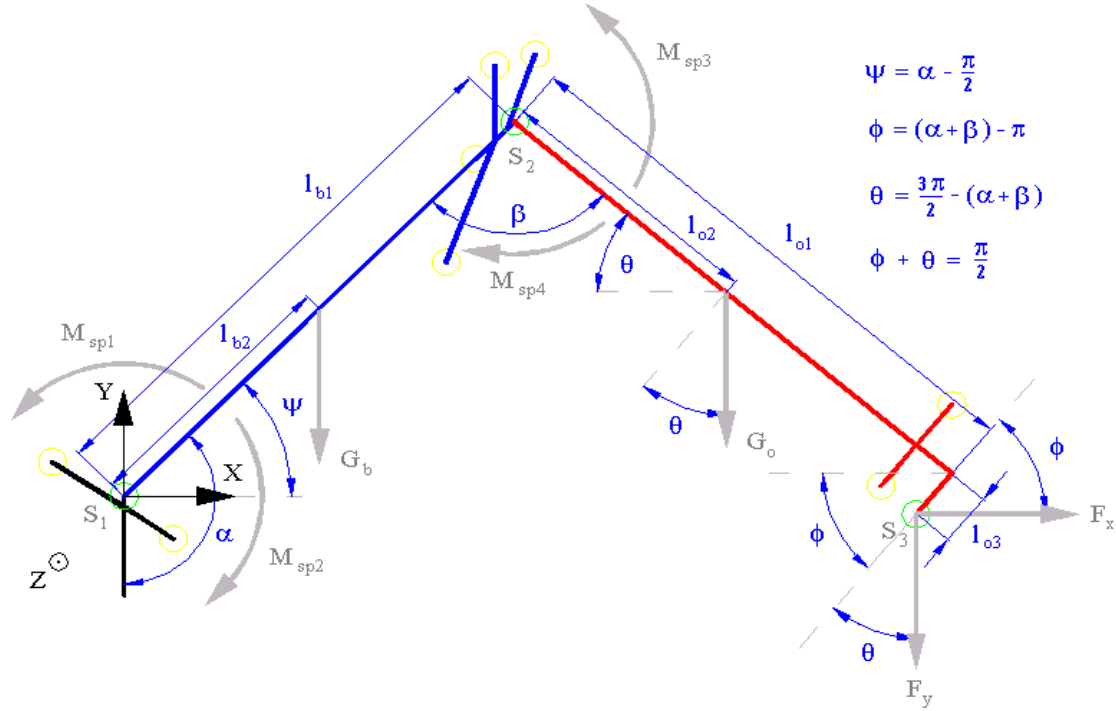
figuur 4.14: $m_{(1)(2)}(\alpha)$ (Nm/bar)



figuur 4.15: $m_{(3)(4)}(\beta)$ (Nm/bar)

4.3.2 Statisch momentenevenwicht.

Om nu na te gaan welke externe belasting de arm kan verdragen, worden de momentenevenwichten omheen S_1 en S_2 uitgedrukt. Figuur 4.16 geeft alle optredende krachten weer.



figuur 4.16: Statisch model.

Voor het moment om scharnier S_1 wordt dit:

$$M_{S_1}^{tot} = M_{S_1}^{sp1} - M_{S_1}^{sp2} - M_{S_1}^{Gb} - M_{S_1}^{Go} - M_{S_1}^{Fy} - M_{S_1}^{Fx} \quad (4.6)$$

Aangezien het enkel om verticale en horizontale externe krachten gaat, kunnen de hefbomen horende bij deze krachten eenvoudig uitgedrukt worden door respectievelijk de x -coördinaat en de y -coördinaat van de aangrijpingspunten in het absolute assenstelsel. Dit verklaart immers het minteken voor het moment van kracht F_x : in de figuur is de y -coördinaat van het TCP, het aangrijpingspunt van F_x , negatief, waardoor het moment tengevolge van F_x ook negatief is, het minteken voor de term zorgt dan voor de positieve bijdrage, zoals de figuur doet vermoeden.

$$\begin{aligned} M_{S_1}^{tot} = & p_1 \cdot m_1 - p_2 \cdot m_2 - m_b \cdot g \cdot l_{b2} \cdot \cos(\alpha - \pi/2) \\ & - m_o \cdot g \cdot (l_{b1} \cdot \cos(\alpha - \pi/2) + l_{o2} \cdot \cos(3\pi/2 - (\alpha + \beta))) \\ & - F_y \cdot (l_{b1} \cdot \cos(\alpha - \pi/2) + l_{o1} \cdot \cos(3\pi/2 - (\alpha + \beta)) - l_{o3} \cdot \cos((\alpha + \beta) - \pi)) \\ & - F_x \cdot (l_{b1} \cdot \sin(\alpha - \pi/2) - l_{o1} \cdot \sin(3\pi/2 - (\alpha + \beta)) - l_{o3} \cdot \sin((\alpha + \beta) - \pi)) \end{aligned} \quad (4.7)$$

Hierin zijn m_b en m_o de massa's van de bovenarm en van de onderarm, deze moeten niet verward worden met de koppelfuncties.

De drukken worden ingesteld door de Δp -aanpak en er geldt dus:

$$p_1 = p_m + \Delta p_\alpha \quad p_2 = p_m - \Delta p_\alpha \quad (4.8)$$

Waardoor de volledige uitdrukking als volgt geschreven kan worden:

$$\begin{aligned}
 M_{S1}^{tot} = & \Delta p_{\alpha} \cdot (m_1 + m_2) + p_m \cdot (m_1 - m_2) - m_b \cdot g \cdot l_{b2} \cdot \cos(\alpha - \pi/2) \\
 & - m_o \cdot g \cdot (l_{b1} \cdot \cos(\alpha - \pi/2) + l_{o2} \cdot \cos(3\pi/2 - (\alpha + \beta))) \\
 & - F_y \cdot (l_{b1} \cdot \cos(\alpha - \pi/2) + l_{o1} \cdot \cos(3\pi/2 - (\alpha + \beta)) - l_{o3} \cdot \cos((\alpha + \beta) - \pi)) \\
 & - F_x \cdot (l_{b1} \cdot \sin(\alpha - \pi/2) - l_{o1} \cdot \sin(3\pi/2 - (\alpha + \beta)) - l_{o3} \cdot \sin((\alpha + \beta) - \pi))
 \end{aligned} \tag{4.9}$$

Zoals in §2.2.2 uiteengezet werd, gaat het oorspronkelijke begrip van stijfheid verloren bij niet-lineaire koppelfuncties en externe belastingen, toch staat er in formule 4.9 een momentterm in p_m en deze zal dus het equivalent van deze stijfheid zijn.

Het moment omheen S_2 kan op identieke wijze afgeleid worden:

$$M_{S2}^{tot} = M_{S2}^{sp3} - M_{S2}^{sp4} - M_{S2}^{Go} - M_{S2}^{Fy} + M_{S2}^{Fx} \tag{4.10}$$

De drukken worden eveneens via de Δp -aanpak ingesteld:

$$p_3 = p_m + \Delta p_{\beta} \qquad p_4 = p_m - \Delta p_{\beta} \tag{4.11}$$

Substitutie van de drukken levert de volgende uitdrukking op:

$$\begin{aligned}
 M_{S2}^{tot} = & \Delta p_{\beta} \cdot (m_{sp3} + m_{sp4}) + p_m \cdot (m_{sp3} - m_{sp4}) - m_o \cdot g \cdot l_{o2} \cdot \cos(3\pi/2 - (\alpha + \beta)) \\
 & - F_y \cdot (l_{o1} \cdot \cos(3\pi/2 - (\alpha + \beta)) - l_{o3} \cdot \cos((\alpha + \beta) - \pi)) \\
 & + F_x \cdot (l_{o1} \cdot \sin(3\pi/2 - (\alpha + \beta)) + l_{o3} \cdot \sin((\alpha + \beta) - \pi))
 \end{aligned} \tag{4.12}$$

Aangezien de constructie gekend is zijn de afmetingen, de massa's en de zwaartepunten gekend. Aangezien de maximale druk 3 bar is, wordt p_m gelijk aan 1,5 bar gekozen. Zo kunnen beide spierdrukken variëren van 0 tot 3 bar door Δp te laten variëren tussen -1,5 en 1,5 bar. Zodoende zijn de uitdrukkingen 4.9 en 4.12 van de volgende gedaante:

$$M_{S1}^{tot} = M_{S1}^{tot}(\Delta p_{\alpha}, \alpha, \beta, F_x, F_y) \tag{4.13}$$

$$M_{S2}^{tot} = M_{S2}^{tot}(\Delta p_{\beta}, \alpha, \beta, F_x, F_y) \tag{4.14}$$

In evenwichtstoestanden zijn de totale momenten uiteraard gelijk aan nul.

4.3.3 Maximale belasting.

In deze paragraaf zal er onderzocht worden welke de maximale massa is die overall in het werkdomein gedragen kan worden. In formules 4.9 en 4.12 worden de totale momenten gelijk gesteld aan nul. F_x wordt eveneens gelijk gesteld aan nul: een kracht in deze richting wordt niet beschouwd. F_y wordt $m_e \cdot g$ en de vergelijkingen 4.9 en 4.12 zullen naar deze massa m_e opgelost worden. De dragende spieren zullen een maximaal moment moeten leveren en de druk in deze spieren wordt dus gelijk gesteld aan 3 bar. De antagonistenvan de dragende spieren staan dan op 0 bar, zo leveren ze geen tegenwerkend koppel en kan de trekkracht van de dragende spieren volledig benut worden om m_e te dragen. Maar vooraleer deze uitdrukkingen worden opgelost naar m_e , is het eerst nuttig om na te gaan welke spieren effectief de dragende zijn. Voorheen werd *spier 1* en *spier 3* als de dragende spieren omschreven, maar dit zal echter niet altijd zo zijn.

Aangezien het *TCP* nergens in het werkdomein links van S_1 komt te liggen, zal het opgewekte moment door F_y steeds tegengesteld zijn aan het moment geleverd door *spier 1*. *Spier 1* is dus in heel het werkdomein de dragende. Er doen zich echter wel posities in het werkdomein voor waar de x -coördinaat van S_2 groter zal zijn dan deze van het *TCP*. Dit wijst erop dat F_y in deze posities een moment levert dat in dezelfde richting werkt dan het moment van *spier 3*. Voor deze posities zal *spier 4* de dragende spier worden. Wordt de hefboom van F_y in het momentenevenwicht om S_2 (formule 4.12) even van naderbij bekeken:

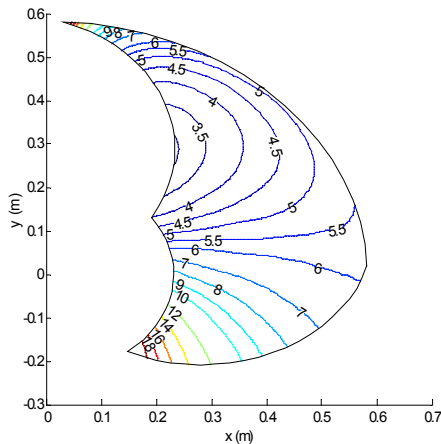
$$h_{F_y}^{S_2} = l_{o1} \cdot \cos(3\pi/2 - (\alpha + \beta)) - l_{o3} \cdot \cos((\alpha + \beta) - \pi) \quad (4.15)$$

De analytische vergelijking van de lijn, in het werkingsdomein, waar $h_{F_y}^{S_2}$ nul is, wordt:

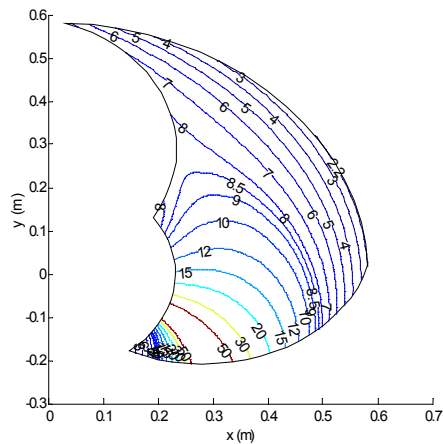
$$\alpha + \beta = \text{bgtg}(l_{o3}/l_{o1}) = \delta^* \cong 186^\circ \quad (4.16)$$

Is $\alpha + \beta > \delta^*$ dan draagt *spier 3* de last, is $\alpha + \beta < \delta^*$ dan doet *spier 4* dit.

Nu er duidelijkheid bestaat over de dragende spieren kan voor elk punt van het werkdomein een massa bepaald worden die deze spieren maximaal belast. Figuur 4.17 en figuur 4.18 tonen de resultaten, weergegeven in het werkdomein. Extra $\alpha\beta$ -assen zouden toegevoegd moeten worden om hoekaflezingen mogelijk te maken, maar deze zouden de figuren onoverzichtelijk maken. Daarom worden al de afbeeldingen van dit type in *Appendix 4* nog eens weergegeven in het $\alpha\beta$ -vlak.



figuur 4.17: Maximaal mogelijke belasting (kg) uit momentenevenwicht van S_1 .



figuur 4.18: Maximaal mogelijke belasting (kg) uit momentenevenwicht van S_2 .

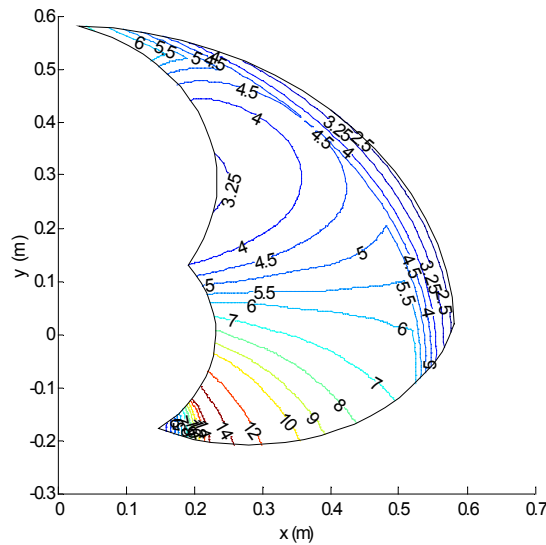
Voor het eerste momentenevenwicht zal de massa die overal gedragen kan worden gelijk zijn aan 3,169 kg en deze stemt overeen met de positie $\alpha = 195^\circ$ en $\beta = 80^\circ$. Het minimum voor het tweede momentenevenwicht is 2,072 kg en komt voor bij $\alpha = 125^\circ$ en $\beta = 150^\circ$. Dit zijn telkens de posities waar de contractie van de dragende spier, behorende bij het scharnierpunt waarrond het momentenevenwicht wordt uitgedrukt, maximaal is ($\cong 30\%$); de spierkracht is dan immers minimaal. Deze vaststelling bevestigt dus duidelijk de denkpiste die aan de basis lag van de keuze van de slankheid van de spier (zie §4.3.1). De andere hoek, β voor het momentenevenwicht om S_1 of α voor het momentenevenwicht om S_2 , is zodanig dat de hefboom en dus ook het moment van F_y om het desbetreffende scharnierpunt maximaal is. Als deze hefbomen van naderbij bekeken worden, dan herleidt de maximalisatie zich voor beide tot de maximalisatie van de volgende uitdrukking:

$$l_{o1} \cdot \cos(3\pi/2 - (\alpha + \beta)) - l_{o3} \cdot \cos((\alpha + \beta) - \pi) \quad (4.17)$$

De oplossing in het werkdomein is

$$\alpha + \beta = \text{bgtg}(-l_{o1}/l_{o3}) = \varphi^* \cong 275^\circ \quad (4.18)$$

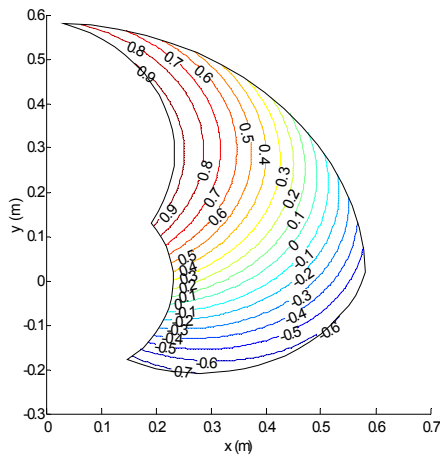
Beide posities die de bovengrens van de massa's bepalen voldoen aan deze uitdrukking. Hoewel figuur 4.18 gelimiteerd werd tot 50 kg, is er links onder in het werkgebied duidelijk een trend naar oneindig. Deze denkbeeldige kromme voldoet aan vergelijking 4.16: als de hefboom nul wordt kan de kracht immers oneindig groot worden. In de tweede figuur van *Appendix 4* is dit nog beter te merken, in het α - β -vlak stelt vergelijking 4.16 immers een rechte voor. Toch zal er nergens zo een grote massa gedragen kunnen worden, want voor heel het werkdomein moet immers het minimum van de twee mogelijke massa's voor de twee momentenevenwichten genomen worden. Figuur 4.19 toont dit resultaat, wat duidelijk een samensmelting is van figuur 4.17 en figuur 4.18 is.



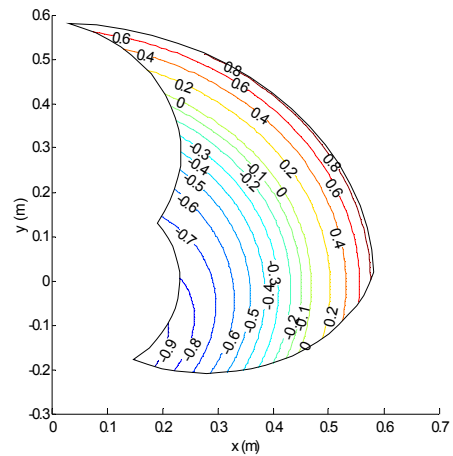
figuur 4.19: Globaal maximaal mogelijke belasting (kg) uit beide momentenevenwichten.

4.3.4 Drukken behorende bij een onbelaste arm.

Vertrekkende van de momentenevenwichten, vergelijking 4.9 en 4.12, kan er ook nagegaan worden welke Δp_α en Δp_β er nodig zijn om voor een welbepaalde belasting een welbepaalde positie aan te nemen. Zo werd er eens nagegaan welke drukken nodig zijn om de arm onbelast, enkel eigengewicht, te positioneren. Uiteraard legt een combinatie van een zekere Δp_α en Δp_β een welbepaalde positie vast. Maar deze twee drukken in één figuur combineren zou onduidelijke grafieken opleveren en daarom werden er twee aparte figuren gemaakt. Elke grafiek toont lijnen met mogelijke posities die kunnen voorkomen voor een zekere waarde van respectievelijk Δp_α en Δp_β . Figuur 4.20 en figuur 4.21 geven deze resultaten.



figuur 4.20: Posities behorende bij verschillende Δp_α (bar) bij $p_m = 1,5$ bar.



figuur 4.21: Posities behorende bij verschillende Δp_β (bar) bij $p_m = 1,5$ bar.

Zoals duidelijk merkbaar is in de overeenkomstige figuren in *Appendix 4*, lopen de lijnen van constante druk min of meer samen met die van één van beide hoeken. Dit is logisch daar een bepaald spierenpaar een zeker scharnier actueert. Zo lopen lijnen van constante Δp_α samen met lijnen van constante α en idem dito voor Δp_β en β . De variaties ten opzichte van de andere hoek zijn natuurlijk te wijten aan het feit dat deze hoek uiteraard mee het koppel van het eigengewicht, of in belaste toestand ook deze van de last, bepaalt en dus ook mede de vereiste spierkracht en de spierdruk bepaalt.

Deze figuren verraden eveneens de zwakke posities. Met de zwakke posities worden die zones bedoeld waar de minst grote last kan gedragen worden. In deze zones zullen immers nu al hogere drukken vereist zijn. In de positie $\alpha = 195^\circ$ en $\beta = 80^\circ$, de zwakste positie voor het momentenevenwicht om S_1 , is Δp_α reeds $0,95$ bar en rest er dus nog slechts $0,55$ bar om lasten op te vangen. In de zwakke positie voor het tweede momentenevenwicht, $\alpha = 125^\circ$ en $\beta = 150^\circ$, bedraagt Δp_β $0,87$ bar en rest er dus nog $0,63$ bar om lasten te dragen.

4.4 Besluit.

Het meest belangrijk in dit hoofdstuk zijn de koppelfuncties. Uit deze curven kan afgeleid worden welk moment de spier levert bij een gegeven druk en in een gegeven positie. In deze theoretische benadering werd de spierkarakteristiek gebruikt voor een R/l -verhouding van $0,15$. Uit de praktijk zal moeten blijken welke R/l -verhouding er haalbaar is en er zal geverifieerd moeten worden met welke R/l -verhouding de spierkarakteristieken wel degelijk overeenstemmen. De bekomen resultaten voor de besproken prestaties zullen daarom niet per se het werkelijke gedrag beschrijven, maar daar de R/l -verhouding in de praktijk min of meer $0,15$ zal benaderen, geven deze resultaten wel een zekere indicatie.

Hoofdstuk 5

Dynamisch model.

5.1 Methode van Lagrange.

De opbouw van het dynamische model zal volledig gebaseerd zijn op de methode van Lagrange [7][8]. Deze methode uit de klassieke mechanica laat toe om de bewegingsvergelijkingen uit te drukken aan de hand van de Lagrangiaan. De Lagrangiaan is het verschil van de kinetische en de potentiële energie:

$$L \equiv E_k - U \quad (5.1)$$

Deze methode maakt het mogelijk om de actieve krachten en koppels te berekenen zonder met de passieve krachten en koppels rekening te houden. Er kan dus niet nagegaan worden welke reactiekrachten en reactiekoppels er tussen de geleidingen optreden, wel kunnen de krachten en koppels achterhaald worden die de actuatoren moeten leveren om aan een nieuwe positie of een nieuwe belastingstoestand te voldoen. Het is dus geen ontwerpinstrument, maar de methode is wel uiterst geschikt om vrij snel de dynamica van een robot te beschrijven. Aangezien in deze fase het ontwerp van de arm reeds gekend is, is dit dus de aangewezen methode om na te gaan welke koppels de actuatoren moeten leveren om een last te kunnen dragen en te kunnen verplaatsen.

Vooraleer de methode toe te passen op de ontworpen robotarm, zal de methode eerst in de volgende paragraaf algemeen beschreven worden.

5.1.1 Algemene uitdrukking.

Stel dat een robot n te actueren scharnieren heeft. Scharnieren worden hier beschouwd als de verzamelnaam van zowel lineaire als rotatieve actuatoren. Met elk scharnier stemt dan een zekere coördinaat overeen: een hoek voor de rotaties en een lengte voor de schuifparen. In de praktijk is het evident om deze coördinaten als de robotcoördinaten te gebruiken en roboteigenschappen dus in functie van deze coördinaten te beschrijven. Zo zullen met de methode van Lagrange de overeenstemmende koppels (rotatie) of krachten (lineair) kunnen achterhaald worden die door de actuatoren geleverd moeten worden. Andere coördinaten, bijvoorbeeld carthesische coördinaten, zouden koppels en krachten opleveren die bij deze coördinaten horen, maar deze hebben weinig praktische betekenis.

Wordt enkel het zwaarteveld als externe belasting beschouwd, dan is de potentiële energiefunctie enkel functie van de robotcoördinaten. De kinetische energie is functie van de robotcoördinaten en van

de tijdsafgeleiden van deze coördinaten. Worden de robotcoördinaten voorgesteld door q_i 's, dan kan de uitdrukking van de Lagrangiaan als volgt geschreven worden:

$$L(q_1, \dots, q_i, \dots, q_n, \dot{q}_1, \dots, \dot{q}_i, \dots, \dot{q}_n) = E_k(q_1, \dots, q_i, \dots, q_n, \dot{q}_1, \dots, \dot{q}_i, \dots, \dot{q}_n) - U(q_1, \dots, q_i, \dots, q_n) \quad (5.2)$$

De methode van de Lagrangiaan zegt dan dat het stelsel differentiaalvergelijkingen, dat de bewegingen van de robotarm beschrijven, wordt beschreven door:

$$\tau_i = \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} \quad (5.3)$$

of, mits substitutie van uitdrukking 5.2, geeft dit:

$$\tau_i = \frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} \quad (5.4)$$

τ_i wordt de veralgemeende kracht behorende bij een kleine verandering δq_i van de betreffende robotcoördinaat genoemd. Voor een lineaire actuator is τ_i de kracht nodig om een lengteverandering δq_i te verwezenlijken, voor een rotatieve actuator is δq_i de hoekrotatie die bekomen wordt door het koppel τ_i op te leggen.

5.1.2 Kinetische energie.

De uitdrukking van de kinetische energie van een willekeurig gelid is

$$E_k = \int \frac{v_i^2}{2} dm = \int \frac{\bar{v}_i \cdot \bar{v}_i}{2} dm \quad (5.5)$$

De integratie is over alle onderdelen die star aan het gelid verbonden zijn. Stel nu dat er enkel een beweging in het xy -vlak beschouwd wordt, dan wordt de beweging van *gelid* j gekenmerkt door de massa m_j van dit gelid, de translatiesnelheid v_{oj} van het zwaartepunt, de rotatiesnelheid ω_j om een as loodrecht op het xy -vlak en het traagheidsmoment I_{Zj}^G om zulk een as door het zwaartepunt van het gelid:

$$E_{kj} = \frac{1}{2} \left(m_j \frac{v_{oj}^2}{2} + \omega_j^2 I_{Zj}^G \right) \quad (5.6)$$

De kinetische energie van de volledige arm is dan de som van de kinetische energieën van elk gelid:

$$E_k = \sum_{j=1}^n E_{kj} \quad (5.7)$$

5.1.3 Potentiële energie.

Het zwaarteveld is verantwoordelijk voor de potentiële energie, voor *gelid* j geldt dus

$$U_j = m_j \cdot g \cdot h_j \quad (5.8)$$

h_j is de hoogte waarop het zwaartepunt van het gelid zich bevindt. De totale potentiële energie is uiteraard ook de som van de potentiële energieën van de verschillende geledingen:

$$U = \sum_{i=j}^n U_j \quad (5.9)$$

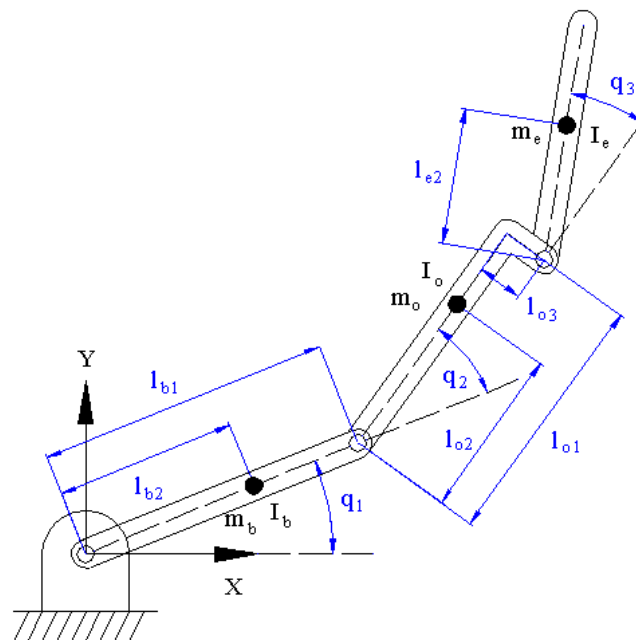
Nu de uitdrukkingen voor kinetische en potentiële energie gekend zijn, kan de algemene uitdrukking voor de methode van Lagrange uitgewerkt worden. In de volgende paragraaf zullen, aan de hand van deze methode, de bewegingsvergelijkingen van een drieledige arm afgeleid worden.

5.2 Bewegingsvergelijkingen van een drieledige arm.

5.2.1 Methode van Lagrange toegepast.

Hoewel het eigenlijke ontwerp van de arm slechts twee geledingen omvat, zal er toch geopteerd worden om met behulp van de methode van Lagrange de bewegingsvergelijkingen van een drieledige arm af te leiden. Wanneer er een massa aan een arm gehangen wordt, dan kan deze immers op twee manieren geïnterpreteerd worden. De eerste mogelijk bestaat er in de last bij het laatste gelid te tellen en de massa, het traagheidsmoment en de ligging van het zwaartepunt van dit laatste gelid als variabel te beschouwen. De tweede mogelijkheid gaat anders te werk en opteert om de last te beschouwen als een nieuw laatste gelid. Wordt de last door middel van een grijper vastgeklemd op het uiteinde van de arm, dan zal de eerste methode de meest voor de hand liggende zijn. In het geval dat de last scharnierend opgehangen is aan het uiteinde van de arm, dan lijkt de tweede methode meer geschikt. Hoewel de last in de ontworpen arm scharnierend ophangt, zullen toch de beide opties in het achterhoofd gehouden worden. Daarom wordt er geopteerd om de bewegingsvergelijkingen voor drie geledingen uit te werken, deze voor een tweeledige arm zitten daar immers in vervat.

De arm bezit drie rotatieassen, de robotcoördinaten zijn dus hoeken en de bijhorende veralgemeende krachten zijn koppels omheen deze rotatieassen. De drie assen zijn evenwijdig en de beweging van de arm blijft dus beperkt in een verticaal vlak. Hierdoor zal ook het aantal parameters van de geledingen, nodig om de bewegingen te beschrijven, beperkt blijven. In figuur 5.1 worden deze parameters samen met de keuzes voor de robotcoördinaten weergegeven.



figuur 5.1: De drieledige voorstelling.

De benamingen en het absolute assenstelsel zoals deze ook voor figuur 4.16 werden gehanteerd, blijven bewaard. Enkel komt er nu de externe last bij, waarvan de parameters de index e zullen dragen. De stippellijnen stellen de lengteassen van de verschillende geleden voor. Voor de eenvoud van de uitdrukkingen worden er wel nieuwe hoeken ingevoerd, het verband met hoeken α en β is

$$q_1 = \alpha - \pi/2 \qquad q_2 = \beta - \pi \qquad (5.10)$$

Door de carthesische coördinaten (x_j, y_j) van de zwaartepunten van de verschillende geleden uit te schrijven, worden er uitdrukkingen bekomen die functie zijn van de drie robotparameters: q_1, q_2, q_3 .

$$x_j = x_j(q_1, q_2, q_3) \qquad y_j = y_j(q_1, q_2, q_3) = h_j \qquad (5.11)$$

Uit deze uitdrukkingen kunnen dan de betrekkingen, nodig om de bewegingsvergelijkingen uit te drukken, afgeleid worden:

$$h_j = y_j \qquad (5.12)$$

$$\dot{x}_j = \dot{x}_j(q_1, q_2, q_3, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dot{q}_3) \qquad \dot{y}_j = \dot{y}_j(q_1, q_2, q_3, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dot{q}_3) \qquad (5.13)$$

$$v_{oj}^2 = \dot{x}_j^2 + \dot{y}_j^2 = v_{oj}^2(q_1, q_2, q_3, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dot{q}_3) \qquad (5.14)$$

$$\varpi_j = \sum_{k=1}^j \dot{q}_k = \varpi_j(\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dot{q}_3) \qquad (5.15)$$

Als de uitdrukking 5.4 dan analytisch uitgewerkt wordt, dan wordt een uitdrukking van het volgende type bekomen:

$$\begin{bmatrix} H(q_1, q_2, q_3) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C(q_1, q_2, q_3, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dot{q}_3) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} g(q_1, q_2, q_3) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \end{bmatrix} \qquad (5.16)$$

Dit is de algemene uitdrukking voor de bewegingsvergelijkingen van een gelede robot. De eerste term in de tweede afgeleide stelt de traagheden voor. De tweede term, die bikwadratisch is in de veralgemeende snelheden, stelt de Corioliseffecten en de centrifugaaleffecten voor. De derde term stelt de invloed van de zwaartekracht voor. Het rechterlid bundelt de actuators koppels behorend bij de robotcoördinaten, daar het derde gelid, niet geactueerd wordt zal τ_3 gelijk zijn aan nul.

De eigenlijke invulling van de matrices is de volgende:

H-matrix:

$$[H] = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} \end{bmatrix} \qquad (5.17)$$

met

$$\begin{aligned} H_{11} = & m_b l_{b2}^2 + m_o (l_{b1}^2 + l_{o2}^2 + 2l_{b1}l_{o2} \cos(q_2)) + m_e (l_{b1}^2 + l_{o1}^2 + l_{o3}^2 + l_{e2}^2) \\ & + 2m_e (l_{b1}l_{o1} \cos(q_2) + l_{b1}l_{o3} \sin(q_2) + l_{b1}l_{e2} \cos(q_2 + q_3) + l_{o1}l_{e2} \cos(q_3) - l_{o3}l_{e2} \sin(q_3)) \\ & + I_b + I_o + I_e \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{12} = H_{21} = & m_o (l_{o2}^2 + l_{b1}l_{o2} \cos(q_2)) \\ & + m_e (l_{o1}^2 + l_{o3}^2 + l_{e2}^2 + l_{b1}l_{o1} \cos(q_2) + l_{b1}l_{o3} \sin(q_2) + l_{b1}l_{e2} \cos(q_2 + q_3)) \\ & + 2m_e (l_{o1}l_{e2} \cos(q_3) - l_{o3}l_{e2} \sin(q_3)) + I_o + I_e \end{aligned}$$

$$H_{13} = H_{31} = m_e (l_{e2}^2 + l_{b1}l_{e2} \cos(q_2 + q_3) + l_{o1}l_{e2} \cos(q_3) - l_{o3}l_{e2} \sin(q_3)) + I_e$$

$$H_{22} = m_o l_{o2}^2 + m_e (l_{o1}^2 + l_{o3}^2 + l_{e2}^2 + 2l_{o1}l_{e2} \cos(q_3) - 2l_{o3}l_{e2} \sin(q_3)) + I_o + I_e$$

$$H_{23} = H_{32} = m_e (l_{e2}^2 + l_{o1}l_{e2} \cos(q_3) - l_{o3}l_{e2} \sin(q_3)) + I_e$$

$$H_{33} = m_e l_{e2}^2 + I_e$$

C-matrix:

$$[C] = \begin{bmatrix} -h_1 \dot{q}_2 - h_2 \dot{q}_3 & -h_1(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) - h_2 \dot{q}_3 & -h_2(\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \\ h_1 \dot{q}_1 - h_3 \dot{q}_3 & -h_3 \dot{q}_3 & -h_3(\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \\ h_2 \dot{q}_1 + h_3 \dot{q}_2 & h_3(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) & 0 \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

met $h_1 = m_o l_{b1} l_{o2} \sin(q_2) + m_e (l_{b1} l_{o1} \sin(q_2) - l_{b1} l_{o3} \cos(q_2) + l_{b1} l_{e2} \sin(q_2 + q_3))$

$$h_2 = m_e (l_{b1} l_{e2} \sin(q_2 + q_3) + l_{o1} l_{e2} \sin(q_3) + l_{o3} l_{e2} \cos(q_3))$$

$$h_3 = m_e (l_{o1} l_{e2} \sin(q_3) + l_{o3} l_{e2} \cos(q_3))$$

g-matrix:

$$[g] = \begin{bmatrix} g_1 \\ g_2 \\ g_3 \end{bmatrix} \quad (5.19)$$

met

$$g_1 = m_b g l_{b2} \cos(q_1) + m_o g (l_{b1} \cos(q_1) + l_{o2} \cos(q_1 + q_2)) + m_e g (l_{b1} \cos(q_1) + l_{o1} \cos(q_1 + q_2) + l_{o3} \sin(q_1 + q_2) + l_{e2} \cos(q_1 + q_2 + q_3))$$

$$g_2 = m_o g l_{o2} \cos(q_1 + q_2) + m_e g (l_{o1} \cos(q_1 + q_2) + l_{o3} \sin(q_1 + q_2) + l_{e2} \cos(q_1 + q_2 + q_3))$$

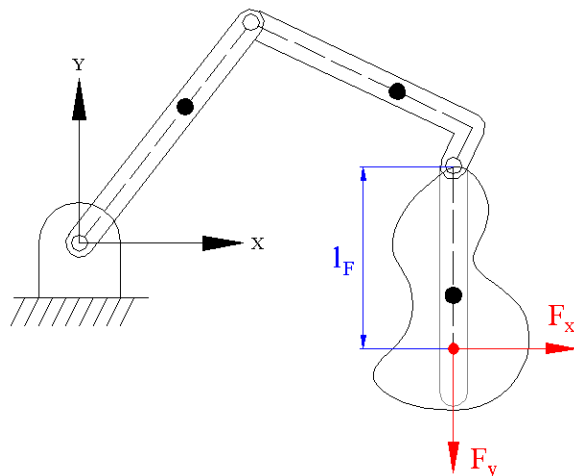
$$g_3 = m_e g l_{e2} \cos(q_1 + q_2 + q_3)$$

Het feit dat het derde scharnierpunt niet op de lengteas van het tweede gelid ligt maakt de uitdrukkingen iets complexer. Om eenvoudigere uitdrukkingen te bekomen kon de lengteas van het tweede gelid van het tweede scharnierpunt naar het derde scharnierpunt gekozen worden. Maar het zwaartepunt zou dan niet op die as liggen, waardoor dit dan voor een extra moeilijkheid zou zorgen. Het ophangpunt van de last werd bij het ontwerp niet op de lengteas gekozen, daar de last anders in welbepaalde zones van het werkingsgebied op het tweede spieraanhechtingspunt van *spier 4* zou steunen.

Uiteraard zullen er ook nog andere invloeden op de arm inwerken. Deze zullen voor extra termen in vergelijking 5.16 zorgen. De invloed van externe krachten op de robotarm zal samen met de invoering van wrijving in de volgende paragrafen besproken worden.

5.2.2 Externe kracht.

Net zoals in de afleiding van het statisch momentenevenwicht (zie §4.3.2) zullen er twee krachten F_x en F_y beschouwd worden. Elke willekeurige kracht, in het bewegingsvlak, kan volgens deze twee componenten ontbonden worden. De oriëntatie van deze krachten wordt volledig in overeenstemming met deze uit §4.3.2 gedaan, zie figuur 4.16 of figuur 5.2. Maar om weer zo algemeen mogelijk te werken zullen de krachten nu ingrijpen op de lengteas van het derde gelid, de last, op een willekeurige afstand l_F van het ophangpunt van deze last. Door l_F gelijk te stellen aan nul kan er immers eenvoudig overgestapt worden op de situatie zoals geschetst in §4.3.2. Maar ook de werkelijke situatie: de operator oefent krachten uit op de last, zal in de uitwerking vervat zijn. In werkelijkheid zullen het ingrijpingspunt van de resulterende operator krachten, het zwaartepunt van de last en het ophangpunt hoogst waarschijnlijk niet op één lijn liggen, maar toch wordt deze manier van werken verkozen om zo



figuur 5.2: Vereenvoudigde voorstelling last.

eenvoudige uitdrukkingen te behouden. Hoofdstuk 7 behandelt de estimator die de operator krachten moet schatten en daar zal blijken dat niet zo zeer de werkelijke operator krachten gekend moeten zijn, maar dat er even goed met ‘equivalente krachten’ gewerkt kan worden. In dat opzicht zal de bovenstaande werkwijze zeker voldoen en dus te verkiezen voor zijn eenvoud. De benaming ‘equivalent’ zal in §7.2.3 toegelicht worden.

De invoering van deze krachten in de bewegingsvergelijkingen steunt op het behoud van vermogen [7]. Stel dat de geleidingen star zijn en dat er geen wrijving is, dan zijn enkel de optredende krachten, nu even f_x en f_y genoemd, verantwoordelijk voor de verandering van de robotcoördinaten. Het vermogen geleverd door deze uitwendige krachten tijdens een kleine virtuele verplaatsing is dus gelijk aan het vermogen geleverd in de scharnieren tijdens een kleine virtuele verandering van de robotcoördinaten. In formulevorm wordt dit

$$\begin{bmatrix} f_x & f_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x^f \\ v_y^f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_1^f & \tau_2^f & \tau_3^f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

waar v_x^f en v_y^f de carthesische componenten van de snelheid van het punt waar de krachten op ingrijpen, zijn en τ_i^f het koppel is dat door de uitwendige kracht worden geïntroduceerd in *scharnier i*. Deze betrekking moet omgerekend worden zodanig dat in één term enkel nog de koppels overblijven en deze kunnen dan bij het rechterlid van vergelijking 5.16 bijgeteld worden.

De translatiesnelheid en de rotatiesnelheid van een zeker punt op de robot kan uitgedrukt worden in functie van de tijdsafgeleiden van de robotcoördinaten. De matrix die hiervoor algemeen gebruikt wordt in de robotkinematica is de Jacobiaan. De Jacobiaan wordt als volgt gedefinieerd:

$$\begin{bmatrix} \bar{v}^c \\ \bar{v}^f \end{bmatrix} = [J] \begin{bmatrix} \dot{q} \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

Aangezien er geen externe koppels (C), maar enkel krachten (f), door de operator op de last zullen uitgeoefend worden, zijn er geen rotaties, maar enkel verplaatsingen van dit punt. De definitie wordt dus:

$$\begin{bmatrix} v_x^f \\ v_y^f \end{bmatrix} = [J] \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} \quad (5.22)$$

J is in dit geval een 2×3 matrix en de elementen kunnen, net zoals bij de afleiding van de kinetische energie, bekomen worden door de carthesische coördinaten van het punt, waarop de externe kracht ingrijpt, uit te drukken in functie van de robotcoördinaten. Grijpt de kracht in op het punt zoals het in het begin van de paragraaf omschreven werd, dan worden de elementen van de Jacobiaan:

$$\begin{aligned} J_{11} &= -l_{b1} \sin(q_1) - l_{o1} \sin(q_1 + q_2) + l_{o3} \cos(q_1 + q_2) - l_F \sin(q_1 + q_2 + q_3) \\ J_{12} &= -l_{o1} \sin(q_1 + q_2) + l_{o3} \cos(q_1 + q_2) - l_F \sin(q_1 + q_2 + q_3) \\ J_{13} &= -l_F \sin(q_1 + q_2 + q_3) \\ J_{21} &= l_{b1} \cos(q_1) + l_{o1} \cos(q_1 + q_2) + l_{o3} \sin(q_1 + q_2) + l_F \cos(q_1 + q_2 + q_3) \\ J_{22} &= l_{o1} \cos(q_1 + q_2) + l_{o3} \sin(q_1 + q_2) + l_F \cos(q_1 + q_2 + q_3) \\ J_{23} &= l_F \cos(q_1 + q_2 + q_3) \end{aligned} \quad (5.23)$$

De Jacobiaan is dus gekend voor elke mogelijke waarde van de robotcoördinaten. v_x^f en v_y^f uit uitdrukking 5.22 kunnen dan in uitdrukking 5.20 gesubstitueerd worden en daaruit kan afgeleid worden dat

$$\begin{bmatrix} \tau_1^f \\ \tau_2^f \\ \tau_3^f \end{bmatrix} = [J]^T \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

Deze hele werkwijze gaat er wel vanuit dat f_x en f_y georiënteerd zijn volgens de absolute assen waarin de carthesische coördinaten worden uitgedrukt. De oriëntatie van de krachten zoals die in figuur 5.2 wordt weergegeven, is te verkiezen. Daarom zal er nog een kleine ingreep nodig zijn en de uiteindelijke uitdrukking wordt:

$$\begin{bmatrix} \tau_1^F \\ \tau_2^F \\ \tau_3^F \end{bmatrix} = [J]^T [M] \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \quad \text{met} \quad [M] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

Deze koppels zullen in vergelijking 5.16 van het linkerlid afgetrokken, of bij het rechterlid opgeteld worden. Levert een kracht een positief koppel, dan zal deze immers een deel van de actuator taak op zich nemen, waardoor de actuatorkoppels kleiner zullen zijn dan deze die dezelfde evenwichtstoestand verzekeren in afwezigheid van een externe kracht. De globale uitdrukking wordt

$$[H] \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \end{bmatrix} + [C] \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} + [g] - [J]^T [M] \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.26)$$

Stel dat de krachten ingrijpen in S_3 ($l_F = 0$) en wordt uitdrukking 5.10 in het achterhoofd gehouden, dan kan aangetoond worden dat de stationaire uitdrukking van de twee eerste vergelijkingen van de bovenstaande uitdrukking volledig overeenkomen met de twee statische momentenevenwichten uit het §4.3.2: de g -termen (zwaartekracht) en de F -termen (externe kracht) zijn letterlijk terug te vinden.

5.2.3 Wrijvingsmodel.

De wrijving in een scharnierend gewricht is een complex gegeven. Het is onmogelijk om deze correct te modelleren. Complexe fenomenen zoals slipstick en hysteresis maken deze modellering moeilijk. Toch zal er gebruik gemaakt worden van een eenvoudig model dat gebaseerd is op Coulomb wrijving en viskeuze wrijving. De wrijving wordt aldus gemodelleerd door de superpositie van een statische en dynamische wrijving. De statische wrijving is constant en deze zal steeds aanwezig en tegenwerkend zijn. De dynamische wrijving wordt bekomen door een wrijvingscoëfficiënt te vermenigvuldigen met de snelheid van de robotcoördinaat behorende bij het scharnier waarrond het wrijvingskoppel wordt uitgedrukt. In de realiteit is het verloop van de wrijving in functie van de snelheid slechts benaderd lineair. De uitdrukking is dan de volgende:

$$\begin{bmatrix} \tau_1^W \\ \tau_2^W \\ \tau_3^W \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} C_{W1}^S \operatorname{sgn}(\dot{q}_1) \\ C_{W2}^S \operatorname{sgn}(\dot{q}_2) \\ C_{W2}^S \operatorname{sgn}(\dot{q}_3) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{W1}^D \dot{q}_1 \\ C_{W2}^D \dot{q}_2 \\ C_{W3}^D \dot{q}_3 \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

C_{Wi}^S en C_{Wi}^D zijn respectievelijk de statische en dynamische wrijvingscoëfficiënt van *scharnier* i , beide zijn positieve getallen. Deze term werkt het actuatiekoppel altijd tegen en moet dus ook bij het rechterlid van vergelijking 5.16 bijgeteld worden.

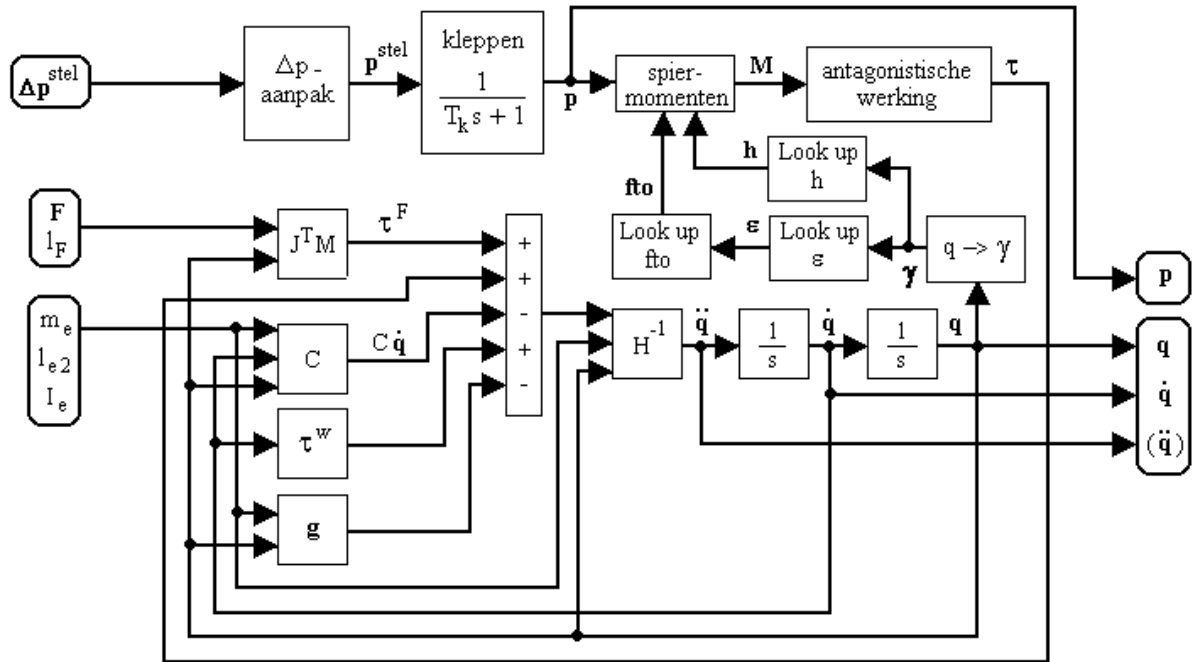
5.3 Het volledige dynamische model.

Als nu alle invloeden samen genomen worden dan wordt de globale uitdrukking de volgende:

$$[H] \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \end{bmatrix} + [C] \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} + [g] - [J]^T [M] \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{w1}^S \text{sign}(\dot{q}_1) \\ C_{w2}^S \text{sign}(\dot{q}_2) \\ C_{w3}^S \text{sign}(\dot{q}_3) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{w1}^D \dot{q}_1 \\ C_{w2}^D \dot{q}_2 \\ C_{w3}^D \dot{q}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

Al de termen werden hogerop reeds gedefinieerd, toch wordt er nog even benadrukt dat het derde scharnier ongeactueerd is en dus is τ_3 gelijk aan nul. Ook de tekenconventie voor de krachten wordt nog eens herhaald: de krachten F_x en F_y zijn positief als ze gericht zijn zoals de krachten in figuur 5.2.

Dit model kan dan gebruikt worden om de armbewegingen te voorspellen en na te bootsen, zodat simulaties gebruikt kunnen worden om toepassingen uit te werken. De simulaties worden in *Simulink* uitgevoerd en het schema van het uitgewerkte armmodel wordt in figuur 5.3 weergegeven.



figuur 5.3: Schema van het in Simulink geïmplementeerd model.

De spieren worden aangestuurd door de Δp -aanpak, zie uitdrukking 4.8 en uitdrukking 4.11. De stelwaarden voor de twee Δp 's ($\Delta \mathbf{p}^{\text{stel}} = [\Delta p_{\alpha}^{\text{stel}} \Delta p_{\beta}^{\text{stel}}]^T$) zullen dus omgezet worden in de stelwaarden voor de vier drukken. Deze stelwaarden dienen dan als stuursignalen voor de kleppen ($\mathbf{p}^{\text{stel}} = [p_1^{\text{stel}} p_2^{\text{stel}} p_3^{\text{stel}} p_4^{\text{stel}}]^T$). De drukevoluties in de spieren als gevolg van een verandering van de drukstelwaarden, worden door een eerste orde systeem met tijdsconstante T_k (grootteorde 100 ms) benaderd. De heersende drukken in de spieren zijn dus gekend ($\mathbf{p} = [p_1 p_2 p_3 p_4]^T$).

Daar de contractiecurven (figuur 4.9 en figuur 4.10), de dimensieloze spankrachtcurve (figuur 2.2, $R/l = 0,15$) en de hefboomcurven (figuur 4.12 en figuur 4.13) allen gekend zijn, kunnen ze in look-up tabellen opgeslagen worden. Stel dat de armpositie ($\boldsymbol{\gamma} = [\alpha \beta]^T$) gekend is, dan kunnen de overeenkomstige contractiewaarden ($\boldsymbol{\varepsilon} = [\varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3 \varepsilon_4]^T$), spankrachtwwaarden ($\mathbf{fto} = [fto_1 fto_2 fto_3$

$f_{to4}]^T$) en hefboomwaarden ($\mathbf{h} = [h_1 \ h_2 \ h_3 \ h_4]^T$) uit de tabellen achterhaald worden. Met behulp van uitdrukking 2.7 worden dan de momenten die vier spieren uitoefenen berekend ($\mathbf{M} = [M_1 \ M_2 \ M_3 \ M_4]^T$). Uiteindelijk zullen de actuorkoppels ($\boldsymbol{\tau} = [\tau_1 \ \tau_2 \ 0]^T$) dan berekend worden: daar de spieren in een antagonistische opstelling staan geldt dat:

$$\begin{aligned}\tau_1 &= M_1 - M_2 \\ \tau_2 &= M_3 - M_4\end{aligned}\tag{5.29}$$

De parameters die de operator kracht beschrijven (\mathbf{F} en l_F) en de parameters die de invloed van de bevestigde last beschrijven (m_e , l_{e2} en l_e) zullen de variabele uitwendige belasting van de robot bepalen en daarom worden ze net als $\Delta \mathbf{p}^{\text{stel}}$ als inputs van het armmodel beschouwd.

Als alle inputs gedefinieerd zijn, dan kan het bijhorende robotgedrag berekend worden. Daar zowel de versnellingen van de robotcoördinaten, de snelheden van de robotcoördinaten en de robotcoördinaten zelf te achterhalen zijn, zal wegens de onderlinge afhankelijkheid van deze parameters, vergelijking 5.28 in een numerieke loop opgelost worden.

Uitgedrukt in vectornotatie, kan vergelijking 5.28 omgerekend worden tot:

$$\ddot{\mathbf{q}} = H^{-1}(\boldsymbol{\tau} - C\dot{\mathbf{q}} - \mathbf{g} + \boldsymbol{\tau}^F + \boldsymbol{\tau}^w)\tag{5.30}$$

Door integratie kunnen dan de snelheden van de robotcoördinaten en de robotcoördinaten bepaald worden, die teruggevoerd worden om in het rechterlid van dezelfde uitdrukking ingevuld te worden. q_1 en q_2 zijn dus gekend, zodat ook α en β via uitdrukking 5.10 gekend zijn en de bovenstaande zoekoperatie in de tabellen mogelijk wordt.

Op de figuur wordt uitdrukkelijk de afhankelijkheid voor de verschillende termen van \mathbf{q} , $\dot{\mathbf{q}}$ en $\ddot{\mathbf{q}}$ vermeld. Ook de afhankelijkheid van de uitwendige belastingsparameters wordt weergegeven.

In de praktijk worden de drukken in de spieren en de hoekposities opgemeten. Daarom zullen ook in de simulatie \mathbf{p} en \mathbf{q} de outputs van het systeem zijn. In de praktijk zullen de hoekposities door potentiometers bepaald worden. De snelheid zal dan moeten berekend worden door de hoekposities numeriek af te leiden, wat waarschijnlijk in een grillig verloop voor de snelheden zal resulteren. Er zullen geschikte maatregelen moeten getroffen worden om een bruikbaar snelheidssignaal te bekomen. Om de versnellingen te bepalen zou er dan nog eens afgeleid moeten worden, dit zal onmogelijk goede resultaten opleveren en $\ddot{\mathbf{q}}$ zal dus in de praktijk niet te bepalen zijn, daarom staat deze in het schema tussen haakjes.

5.4 Druksturing gebruikt als koppelsturing.

In het voorgaande werd er steeds met de algemene bewegingsvergelijkingen gewerkt. Er werd dus steeds met actuorkoppels gewerkt, in plaats van met de opgelegde drukken in de spieren. In feite zou dus heel de afleiding opnieuw moeten gebeuren en zouden de bewegingsvergelijkingen zo omgevormd moeten worden dat in plaats van de opgelegde koppels, de opgelegde drukken in het rechterlid verschijnen.

Wordt daarvoor een nieuwe notatie ingevoerd, deze moet enkel voor toelichting dienen. Deze wordt ingevoerd om overal gebruik te maken gemaakt van dezelfde robotcoördinaten:

$$q_1 = \alpha - \pi/2 \qquad q_2 = \beta + \pi \qquad (5.31)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{q_1} &= \Delta p_\alpha & \Delta p_{q_2} &= \Delta p_\beta \\ m'_1(q_1) &= m_1(\alpha) & m'_2(q_2) &= m_2(\alpha) \\ m'_3(q_2) &= m_3(\beta) & m'_4(q_2) &= m_4(\beta) \end{aligned} \qquad (5.32)$$

De aansturing wordt verwezenlijkt door de Δp -aanpak, zie uitdrukking 4.8 en 4.11, en de bijhorende actuorkoppels zijn dus:

$$\tau_1 = \Delta p_{q_1} \Sigma m_{q_1} + p_m \Delta m_{q_1} \qquad \tau_2 = \Delta p_{q_2} \Sigma m_{q_2} + p_m \Delta m_{q_2} \qquad (5.33)$$

met

$$\begin{aligned} \Sigma m_{q_1}(q_1) &= m'_1(q_1) + m'_2(q_1) & \Sigma m_{q_2}(q_2) &= m'_3(q_2) + m'_4(q_2) \\ \Delta m_{q_1}(q_1) &= m'_1(q_1) - m'_2(q_1) & \Delta m_{q_2}(q_2) &= m'_3(q_2) - m'_4(q_2) \end{aligned} \qquad (5.34)$$

De eerste vergelijking van de bewegingsvergelijkingen zou dus als volgt herschreven kunnen worden:

$$\left(\sum_i \frac{H_{li}}{\Sigma m_{q1}} \ddot{q}_i + \sum_i \frac{C_{li}}{\Sigma m_{q1}} \dot{q}_i + \frac{g_1}{\Sigma m_{q1}} - \frac{(J^T MF)_1}{\Sigma m_{q1}} - p_m \frac{\Delta m_{q1}}{\Sigma m_{q1}} \right) = \Delta p_{q_1} \qquad (5.35)$$

Of de volledige bewegingsvergelijkingen herleiden zich tot:

$$\Phi(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + \Theta(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \dot{\mathbf{q}} + \Omega(\mathbf{q}) - p_m \Psi(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} \Delta p_{q_1} \\ \Delta p_{q_2} \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (5.36)$$

Deze kunnen net zo goed als basis voor de hele afleiding gebruikt worden. Maar de uitdrukkingen van de verschillende termen zouden complexer worden. Bovendien zou op deze manier de spiereigenschappen opgenomen worden in elke term. Waardoor de rechtstreekse invloed niet meer te bepalen is. Daarom wordt er met de algemene basisvergelijkingen gewerkt en de omzetting koppel-druk wordt als een aparte berekening beschouwd.

5.5 Besluit.

In dit hoofdstuk werd een model van de robot voorgesteld, dit model is gebaseerd op vergelijking 5.28. Deze uitdrukking werd met de methode van Lagrange opgesteld. Gebruikmakende van de afmetingen en de traagheidsparameters van de arm en de spierkarakteristiek (zoals deze gebruikt in het statisch momentenevenwicht in hoofdstuk 4), werd het model in *Simulink* ingevoerd. Zo kan het armgedrag nagebootst worden en kunnen er toepassingen uitgetoetst en onderzocht worden.

Hoofdstuk 6

Positie/trajectcontrole.

6.1 Niet-lineaire systemen.

Daar de bewegingsvergelijkingen, zoals ze opgesteld werden in hoofdstuk 5, beschreven worden door niet lineaire differentiaal vergelijkingen, zal er voor een performante positie/trajectcontroller beroep gedaan worden op niet-lineaire controletechnieken.

Voor lineaire systemen geldt dat een schaalfactor van de input dezelfde schaalfactor uitlokt in de output. Ook zal eenzelfde input steeds dezelfde output voortbrengen, onafhankelijk van de toestand waarin het systeem zich bevindt (bijvoorbeeld voor andere posities in het werkdomein). Niet-lineaire systemen vertonen deze eigenschappen niet. Toch zullen vele niet lineaire systemen in een zeker beperkt werkgebied gelineariseerd kunnen worden, waardoor de klassieke lineaire controle toch toegepast kan worden. Is de niet lineariteit echter van dien aard dat een linearisatie onmogelijk is of wordt er een groot werkgebied benut, dan zullen deze klassieke lineaire controletechnieken niet meer voldoen. Deze regelaar zullen uitgebreid moeten worden om toch toegepast te moeten worden voor niet-lineaire systemen. De voor de hand liggende controller is deze die een feedforward term combineert met een klassieke lineaire controller. Aan de hand van een model wordt, voor de gewenste output, een schatting van het stuursignaal gemaakt. Daar het model meestal niet exact de werkelijke systeemdynamica dekt, zal de bijhorende output de gewenste output slechts benaderen. Daar het, mits een goed model, om een kleine afwijking zal gaan, is in de nabijheid van het gewenste werkingspunt de lineaire benadering van de dynamica wel geoorloofd en daarom zal een klassieke regelaar geschikt zijn de overige benodigde regelactie op zich te nemen.

Daar niet-lineaire controllers de afgelopen jaren hun nut bewezen in een zeer breed toepassingsgebied (luchtvaart, ruimtevaart, robotica, procescontrole, biomedische engineering,...) werd er onderzoek verricht om nieuwe controllers te ontwikkelen. Zo een nieuwe techniek is de sliding mode controle, deze maakt niet langer gebruik van klassieke regelaars.

Een gedetailleerde beschrijving van de verschillende niet-lineaire controletechnieken is terug te vinden in de literatuur [9]. Een overzicht van deze controllers wordt niet uitgewerkt, daar er in het kader van de cursus robotica reeds een zeer volledige samenvatting ter beschikking werd gesteld [7][10].

Daar de sliding mode controle omschreven wordt als de betere 'traject'-controletechniek, zal deze methode uitgewerkt worden om de 'positie'-controle op zich te nemen. De voordelen van deze methode zijn: een relatief eenvoudige implementatie en de kracht om modelonzekerheden op te vangen. Het model van het systeem waarop de niet lineaire controle gebaseerd is, vat immers meestal nooit exact de werkelijke systeemdynamica.

Deze controller is dus in staat om een robotarm een zeker ‘traject’ te laten volgen. Maar, gebaseerd op de operatoractie, zullen er nieuwe stelwaarden voor de arm-‘positie’ voorgeschreven worden (assistentietaak, zie hoofdstuk 8). In principe zou een positiecontroller (\mathbf{q}_d) dus voldoen. Maar daar de operator continu de last begeleidt, is het net of er een zekere baan voorgeschreven wordt. Daarom lijkt het beter om met een trajectcontroller te werken. Deze zal zich eveneens aan de afgeleide van het positievoorschrift trachten te houden ($\dot{\mathbf{q}}_d \neq 0$). Is de beweging echter van dien aard dat de statische benadering geoorloofd is, dan kan een trajectcontroller uiteraard ook eenvoudig als positiecontroller gebruikt worden ($\dot{\mathbf{q}}_d = 0$).

Vooraleer het werkingsprincipe van de sliding mode controller toegelicht wordt, zal eerst het model dat aan de basis ligt van de feedforward term (die ook bij deze controller belangrijk zal zijn) en de modelonzekerheden, toegelicht worden.

6.2 Model voor de feedforward regelactie.

De bewegingsvergelijkingen van een gelede robot werden in het vorige hoofdstuk afgeleid. Deze zijn van de volgende vorm:

$$H(q)\ddot{\mathbf{q}} + C(\dot{q}, q)\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(q) - \boldsymbol{\tau}^F - \boldsymbol{\tau}^w = \boldsymbol{\tau}_{act} \quad (6.1)$$

Deze vergelijkingen zullen uiteraard ook als basis voor het model waaruit de feedforward term voor de regelactie wordt afgeleid, gebruikt worden. Daar enkel de twee eerste geleidingen aan te sturen zijn, de last hangt immers vrij scharnierend op, zullen enkel de eerste twee vergelijkingen van belang zijn. Deze vergelijkingen zijn:

$$\begin{aligned} H_{11}\ddot{q}_1 + H_{12}\ddot{q}_2 + H_{13}\ddot{q}_3 + C_{11}\dot{q}_1 + C_{12}\dot{q}_2 + C_{13}\dot{q}_3 + g_1 - \tau_1^F - \tau_1^w &= \tau_{act1} \\ H_{12}\ddot{q}_1 + H_{22}\ddot{q}_2 + H_{23}\ddot{q}_3 + C_{21}\dot{q}_1 + C_{22}\dot{q}_2 + C_{23}\dot{q}_3 + g_2 - \tau_2^F - \tau_2^w &= \tau_{act2} \end{aligned} \quad (6.2)$$

Worden dan termen gerangschikt op een manier die, zoals verder zal blijken, vereist wordt door de sliding mode controller, dan resulteert dit in:

$$\begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{12} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{12} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} g_1 \\ g_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} H_{13} & C_{13} \\ H_{23} & C_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_3 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \tau_1^F \\ \tau_2^F \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \tau_1^w \\ \tau_2^w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_{act1} \\ \tau_{act2} \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

Wordt dan even overgeschakeld op de 2-dimensionale notatie (zie ook §6.4), dan kan deze uitdrukking geschreven worden als:

$$H\ddot{\mathbf{q}} + C\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g} + \boldsymbol{\tau}^{(3)} - \boldsymbol{\tau}^F - \boldsymbol{\tau}^w = \boldsymbol{\tau}_{act} \quad (6.4)$$

De parameters die in deze uitdrukking voorkomen, zijn

$$\begin{aligned} m_b \quad l_{b1} \quad l_{b2} \quad I_{b2} \quad m_o \quad l_{o1} \quad l_{o2} \quad l_{o3} \quad I_o \quad m_e \quad l_{e2} \quad I_e \\ F_x \quad F_y \quad l_F \quad \boldsymbol{\tau}^w \end{aligned}$$

Mocht het model perfect zijn (conform (2)) en waren deze parameters bovendien exact gekend (conform (1)), dan zou vergelijking 6.4 de ideale feedforward term opleveren. Dit wil zeggen dat deze zonder bijkomende regelactie de benodigde actuatorkoppels zou opleveren om de arm bij een zekere belastingstoestand ($\boldsymbol{\tau}^F, \boldsymbol{\tau}^w$) in een zekere toestand ($\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}$) te brengen. Maar een model bevat uiteraard altijd onnauwkeurigheden. Deze kunnen in twee groepen ingedeeld worden: de parameteronzekerheden (1) en de modelonzekerheden (2). De eerste soort is het gevolg van een foute

parameterinschatting. De tweede soort treedt op als een deel van het model niet exact het werkelijke gedrag van het te modelleren verschijnsel beschrijft, of als een zeker verschijnsel gewoon niet gemodelleerd wordt.

Hieronder zullen de onzekerheden, behorende bij uitdrukking 6.4 kort toegelicht worden.

Wordt er vanuit gegaan dat tijdens de constructie van de arm de technische tekeningen perfect opgevolgd werden, dan zullen de parameters l_{b1} , l_{o1} , l_{o3} exact zijn. De traagheidsparameters van de boven- en onderarm werden echter berekend, waardoor ze een zekere afwijking met de realiteit zullen vertonen (1). De benaderde parameters worden genoteerd als

$$\hat{m}_b \quad \hat{l}_{b2} \quad \hat{I}_b \quad \hat{m}_o \quad \hat{l}_{o2} \quad \hat{I}_o$$

Bovendien speelt hier ook nog een tweede foutbron: uit dezelfde berekeningen werd immers geconcludeerd dat het massamiddelpunt van de boven- en onderarm respectievelijk op de lengteas van de boven- en onderarm ligt. Dit zal voor de werkelijke arm hoogst waarschijnlijk niet het geval zijn (2).

De externe last zal in principe onbekend zijn. Maar, daar deze echter de belangrijkste invloed op de actuatkoppels uitoefent, zal de verwaarlozing van deze term tot een zeer grote onnauwkeurigheid van het model leiden. De kennis van deze parameters is echter ook essentieel voor de eigenlijke assistentietaak en daarom zal een schattingsmethode (zie hoofdstuk 7) deze trachten te achterhalen. Zo kunnen ook de termen die deze parameters bevatten, benaderd worden door hun de geschatte waarden

$$\hat{m}_e \quad \hat{l}_{e2} \quad \hat{I}_e$$

in te vullen (1).

$\tau^{(3)}$ bevat de versnelling van q_3 , daar deze in de praktijk niet op te meten zal zijn, kan deze invloed dus onmogelijk ingerekend worden (2). Dit kan ook uitgedrukt worden door te stellen dat

$$\hat{H}_{13} = 0 \quad \text{en} \quad \hat{H}_{23} = 0$$

Uitdrukking 6.4 bevat eveneens de versnellingen van q_1 en q_2 , maar zoals later zal blijken, zullen deze niet in de eigenlijke regelactie voorkomen.

De invloed van de operatorcrachten op de actuatkoppels zullen, als de assistentietaak goed uitgevoerd wordt, in principe kleiner zijn dan de koppels die de lastinvloed beschrijven. De verwaarlozing van deze termen zouden dus een minder grote onnauwkeurigheid introduceren in het model. Maar daar de assistentietaak toch de kennis van deze krachten vereist (zie hoofdstuk 8), kunnen ze hier ook net zo goed ingevoerd worden. Het gebruik van een krachtsensor is (voorlopig) geen optie en daarom zullen de krachten ook uit een schattingsmethode achterhaald moeten worden. De parameters die in de feedforward term zullen dienen zijn:

$$\hat{F}_x \quad \hat{F}_y \quad \hat{l}_F$$

Bij de uitwerking van deze schatter (zie hoofdstuk 7) zal blijken dat l_F eigenlijk niet geschat wordt, maar dat de krachten geschat zullen worden voor een zekere voorgestelde l_F (namelijk l_{Feq}). Voor deze toepassing maakt dit echter geen verschil: l_{Feq} is dan \hat{l}_F .

In het voorgaande hoofdstuk werd reeds vermeld dat de wrijving te complex is om exact te modelleren. Toch werd er daar een zekere benadering gekozen, om zo toch een zekere wrijving in het

armmodel (dat in simulaties de werkelijke arm moet voorstellen) in te brengen. Deze benadering zal zeker niet de werkelijke wrijvingsverschijnselen vatten en daardoor zou ze, ingevoerd in het model voor de feedforward term, zeker een onzekerheid met zich meebrengen. Daar de wrijvingsinvloed in principe relatief klein blijft, wordt ze vanuit dit standpunt gewoon niet ingevoerd (2). Of met andere woorden:

$$\hat{\boldsymbol{\tau}}^w = 0$$

Al deze onzekerheden zullen ertoe leiden dat ook de matrices en de vectoren slechts benaderingen zijn. De uiteindelijke feedforward term zal dus van de volgende vorm zijn:

$$\boldsymbol{\tau}^{FF} = \hat{H}\ddot{\mathbf{q}} + \hat{C}\dot{\mathbf{q}} + \hat{\mathbf{g}} + \hat{\boldsymbol{\tau}}^{(3)} - \hat{\boldsymbol{\tau}}^F \quad (6.5)$$

In de volgende paragraaf zal blijken dat er wel niet met $\dot{\mathbf{q}}$ en $\ddot{\mathbf{q}}$ gewerkt zal worden.

6.3 Siding mode controle: robuuste controller.

Voor de meeste niet lineaire controllers is het onduidelijk en moeilijk in te schatten hoe er zal gereageerd worden in aanwezigheid van modelonzekerheden. Deze controller slaagt er echter in om onzekerheden op te vangen en daarom wordt van een robuuste controller gesproken. De afleiding is niet zo evident, maar de implementatie is zeer eenvoudig.

De methode transformeert een n-de orde tracking probleem naar een eerste orde stabilisatie probleem. Stel dat de scalar x de output van het systeem is dat geregeld moet worden. Wordt

$$e = x - x_d$$

als de trackingfout van deze variabele beschouwd, dan wordt

$$\mathbf{e} = \mathbf{x} - \mathbf{x}_d = [e \quad \dot{e} \quad \ddot{e} = e^{(2)} \quad \dots \quad e^{(n-1)}]^T \quad (6.6)$$

de trackingfoutvector genoemd. Er kan nu een tijdsvariabel oppervlak $S(t)$ in de n-dimensionale ruimte gedefinieerd worden door de scalaire vergelijking $s(X, t) = 0$, waar

$$s(X, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} e \quad (6.7)$$

λ is een strikt positieve constante. Deze vlakken worden de glijoppervlakken, sliding surfaces, genoemd en s^2 kan geïnterpreteerd worden als het kwadraat van de afstand tot dat oppervlak. Het tracking probleem $\mathbf{x} = \mathbf{x}_d$ is dan equivalent met dat om op het oppervlak $S(t)$ te blijven. De enige oplossing voor de lineaire differentiaal vergelijking $s = 0$ is immers $\mathbf{e} = 0$, mits de beginvoorwaarde

$$\mathbf{x}_d(0) = \mathbf{x}(0) \quad (6.8)$$

voldaan is. Voor de baansturing van de robot zullen positie en snelheid opgelegd worden en is n dus gelijk aan 2. De uitdrukking van het oppervlak wordt dan

$$s = \dot{e} + \lambda e \quad (6.9)$$

s is dan een eenvoudige gewogen som van de positiefout en de snelheidsfout. Eénmaal op het oppervlak ($s = 0$) is de oplossing

$$e = e_0 \exp(-\lambda t) \quad (6.10)$$

De fout gaat dus exponentieel naar nul met tijdsconstante $1/\lambda$. Om nu op het oppervlak te blijven moet er gelden dat

$$\dot{s} = 0 \quad (6.11)$$

Storingen, dynamische onzekerheden of een beginvoorwaarde die niet op het glijoppervlak ligt, zullen er echter toe leiden dat het glijoppervlak niet altijd gerespecteerd wordt. Daarom moet eis 6.11 versoepeld worden. Een eis die ervoor zorgt dat de afstand tot het glijoppervlak altijd moet afnemen, lijkt een goed alternatief. Deze wordt als volgt uitgedrukt:

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq -\eta |s| \quad (6.12)$$

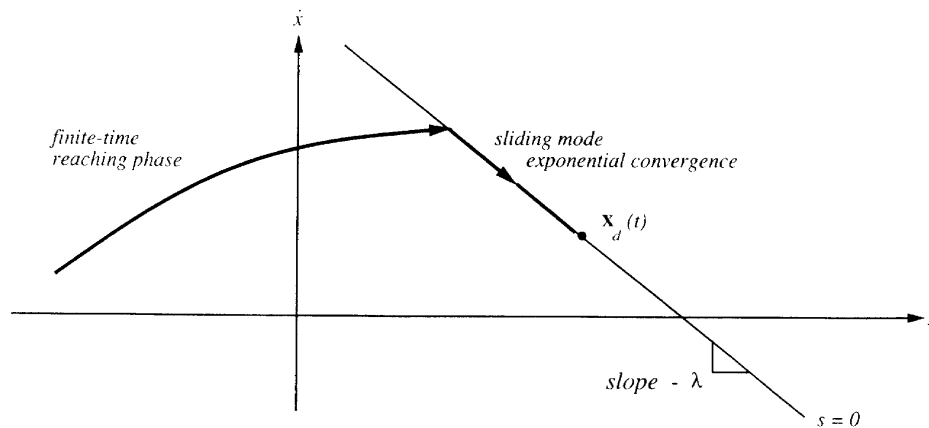
wat equivalent is met

$$\dot{s} \leq -\eta \operatorname{sgn}(s) \quad (6.13)$$

s evolueert dan steeds naar het glijoppervlak toe. Eens op het oppervlak wordt $\dot{s} = 0$ en zodoende is ook uitdrukking 6.11 in de nieuwe eis vervat. Het typische gedrag van een systeem dat aan de sliding condition voldoet wordt geïllustreerd in figuur 6.1. Het glijoppervlak is de lijn die het tijdsvariantpunt

$$\mathbf{x}_d = [x_d \quad \dot{x}_d]^T \quad (6.14)$$

bevat. Startend van een waarde die niet op het oppervlak ligt zal er in eindige tijd naar het oppervlak toe bewogen worden en éénmaal op het oppervlak zal er exponentieel, met tijdsconstante $1/\lambda$, naar \mathbf{x}_d geschoven worden.



figuur 6.1: Grafische interpretatie van sliding mode controle voor $n=2$.

Hoe er nu aan deze voorwaarde voldaan zal worden, wordt uitgewerkt voor de robotarm. Er zijn nu twee te actueren scharnierhoeken. Uitdrukking 6.9 wordt

$$\mathbf{s} = \dot{\mathbf{e}}_q + \Lambda \mathbf{e}_q \quad \text{met} \quad \mathbf{s} = \begin{bmatrix} s_1 \\ s_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{e}_q = \mathbf{q} - \mathbf{q}_d, \quad \mathbf{q}_{(d)} = \begin{bmatrix} q_{(d)1} \\ q_{(d)2} \end{bmatrix} \quad \text{en} \quad \Lambda = \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 \\ 0 & \lambda_2 \end{bmatrix} \quad (6.15)$$

De nieuwe sliding condition, gebaseerd op uitdrukking 6.12, wordt

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} \mathbf{s}^T H \mathbf{s} \leq -\sum_{i=1}^2 \eta_i |s_i| \quad (6.16)$$

De massamatrix H wordt nu in het linkerlid opgenomen omdat dit verder zal resulteren in een meer handige uitdrukking voor de regelkoppels. H is immers toch positief definitief, eisen dat $\mathbf{s}^T H \mathbf{s}$ moet

afnemen is dus equivalent met eisen dat $\mathbf{s}^T \mathbf{s}$ moet afnemen. De regelkoppels moeten nu afgeleid worden zodanig dat de sliding condition voldaan is. Uitwerking van het linkerlid van uitdrukking 6.16 geeft

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \frac{d}{dt} \mathbf{s}^T H \mathbf{s} &= \mathbf{s}^T (H \ddot{\mathbf{q}} - H \ddot{\mathbf{q}}_r) + \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \dot{H} \dot{\mathbf{s}} \\ &= \mathbf{s}^T (\boldsymbol{\tau} - H \ddot{\mathbf{q}}_r - C \dot{\mathbf{q}}_r - \mathbf{g} - \boldsymbol{\tau}^{(3)} + \boldsymbol{\tau}^F - \boldsymbol{\tau}_{\text{overige}}) \\ &\leq - \sum_{i=1}^2 \eta_i |s_i| \end{aligned} \quad (6.17)$$

Hier wordt eveneens gebruik gemaakt van het feit dat de matrix $\dot{H} - 2C$ scheefsymmetrisch is. Bovendien wordt ook $\dot{\mathbf{q}}_r$, de referentie snelheidsvector, ingevoerd. Deze wordt als volgt gedefinieerd:

$$\mathbf{s} = \dot{\mathbf{q}} - \dot{\mathbf{q}}_r \quad \text{of} \quad \dot{\mathbf{q}}_r = \dot{\mathbf{q}}_d - \Lambda \mathbf{e}_q \quad (6.18)$$

Bovendien werd ook $\boldsymbol{\tau}_{\text{overige}}$ in de dynamica ingevoerd, deze vat alle andere, niet expliciet vernoemde, invloeden op $\boldsymbol{\tau}$, die in de realiteit opduiken. Zo zal bijvoorbeeld de wrijving in deze term vervat zijn. Worden de regelkoppels dan op de volgende manier gekozen

$$\boldsymbol{\tau}^{\text{reg}} = \boldsymbol{\tau}^{FF} - \begin{bmatrix} k_1 \text{sgn}(s_1) \\ k_2 \text{sgn}(s_2) \end{bmatrix} \quad \text{met} \quad \boldsymbol{\tau}^{FF} = \hat{H} \ddot{\mathbf{q}} + \hat{C} \dot{\mathbf{q}} + \hat{\mathbf{g}} + \hat{\boldsymbol{\tau}}^{(3)} - \hat{\boldsymbol{\tau}}^F \quad (6.19)$$

Dan is

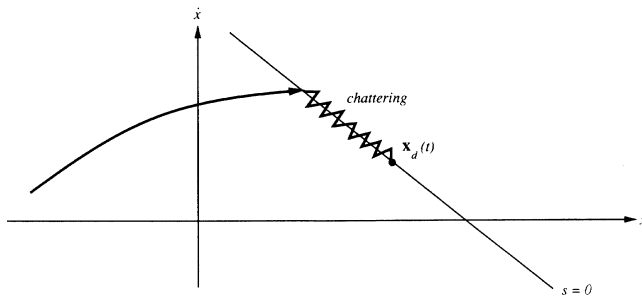
$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} \mathbf{s}^T H \mathbf{s} = \mathbf{s}^T (\tilde{H} \ddot{\mathbf{q}}_r + \tilde{C} \dot{\mathbf{q}}_r + \tilde{\mathbf{g}} + \tilde{\boldsymbol{\tau}}^{(3)} - \tilde{\boldsymbol{\tau}}^F + \boldsymbol{\tau}_{\text{overige}}) - \sum_{i=1}^2 k_i |s_i| \leq - \sum_{i=1}^2 \eta_i |s_i| \quad (6.20)$$

waar de tildes staan voor de afwijking tussen model en realiteit. Als k_i zodanig gekozen wordt dat

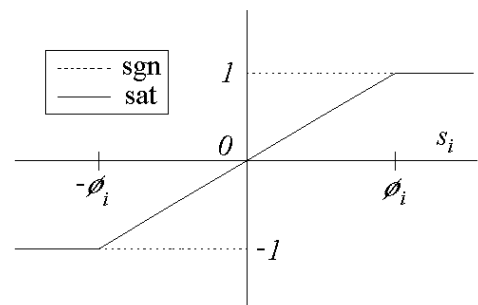
$$k_i \geq \left| \tilde{H} \ddot{\mathbf{q}}_r + \tilde{C} \dot{\mathbf{q}}_r + \tilde{\mathbf{g}} + \tilde{\boldsymbol{\tau}}^{(3)} - \tilde{\boldsymbol{\tau}}^F + \boldsymbol{\tau}_{\text{overige}} \right|_i + \eta_i \quad (6.21)$$

dan zullen de afwijkingen tussen model (inschattingen) en werkelijkheid door de regulaar opgevangen worden.

In de praktijk zal een perfecte aansturing ($s = 0$) moeilijk te verwezenlijken zijn. De $k_i \text{sgn}(s_i)$ term zal er dan voor zorgen dat de actuatiekoppels sterk zullen oscilleren en dit met relatief grote amplitude (daar om al de onzekerheid op te vangen k_i best groot gekozen wordt). Men komt aldus in een situatie zoals deze geschetst wordt in figuur 6.2. Dit verschijnsel wordt chattering genoemd. Dit kan verholpen worden door de sign-functie te vervangen door een saturatie-functie, zie figuur 6.3.



figuur 6.2: Chattering.



figuur 6.3: Saturatiefunctie.

Dit komt erop neer dat voor een kleine s_i , k_i beperkt wordt, zodat voor kleine regelfouten de regelactie beperkt wordt. De kleine k_i zal met zich meebrengen dat uitdrukking 6.21 waarschijnlijk niet langer voldaan is, waardoor er een trajectfout wordt toegelaten. ϕ_i wordt de grenslaagdikte genoemd en er kan bewezen worden dat de maximale fout op de positie dan ϕ_i / λ_i bedraagt. In de praktijk wordt ϕ_i veelal gelijk aan 1 gekozen.

Deze beschrijving dekt enkel de achtergrond om tot de implementatie te komen. Voor meer details: de motivatie voor de invoer van $\dot{\mathbf{q}}_r$, bewijzen horende bij de vernoemde eigenschappen, bewijzen in verband met stabiliteit,... wordt naar [9] verwezen.

6.4 Implementatieschema.

Vanaf uitdrukking 6.4 werd er met notatie van 2-dimensionale vectoren en matrices gewerkt. Maar wetende dat deze vectoren en matrices voor de bewegingsvergelijkingen van de drie geleden 3-dimensionale zijn, zal, om verwarring met eerdere en verdere hoofdstukken te vermijden, er in de figuur een nieuwe notatie die het 2D-karakter benadrukt, ingevoerd worden:

$$\text{voor een vector } \mathbf{x} \text{ geldt: } \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}^{(12)} \\ x_3 \end{bmatrix}$$

$$\text{voor een matrix } X \text{ geldt: } X = \begin{bmatrix} X_{11} & X_{12} & X_{13} \\ X_{21} & X_{22} & X_{32} \\ X_{31} & X_{23} & X_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X^{(12)} & X_{13} \\ X_{31} & X_{23} & X_{33} \end{bmatrix}$$

In de vorige twee paragrafen werd deze notatie nog niet ingevoerd, daar het de uitdrukkingen minder duidelijk zou maken.

Deze notatie geldt niet voor vectoren en matrices die enkel voor de sliding mode controle worden ingevoerd. Daar is het 2D-karakter vanzelfsprekend (\mathbf{s} , $\dot{\mathbf{q}}_r$, $\ddot{\mathbf{q}}_r$, \mathbf{K} , Λ , $\boldsymbol{\tau}^{(3)}$). Bovendien zullen, daar er slechts twee van de drie geledingen aangestuurd worden, enkele vectoren vanzelfsprekend 2-dimensionaal zijn, namelijk \mathbf{q}_d , \mathbf{e}_q , $\boldsymbol{\tau}_{reg}$.

Gebruikmakend van deze nieuwe notatie kan de regelactie dus als volgt geschreven worden:

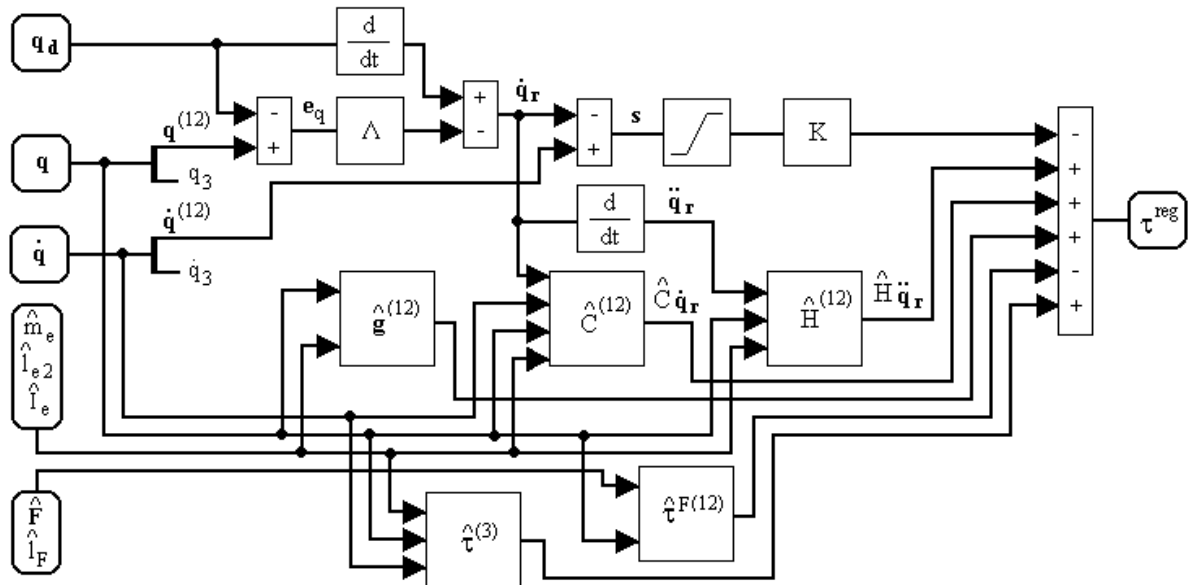
$$\boldsymbol{\tau}^{reg} = \boldsymbol{\tau}^{FF} - K \text{ sat}(\mathbf{s}) \quad \text{met} \quad \boldsymbol{\tau}^{FF} = \hat{H}^{(12)} \ddot{\mathbf{q}}_r + \hat{C}^{(12)} \dot{\mathbf{q}}_r + \hat{\mathbf{g}}^{(12)} - \hat{\boldsymbol{\tau}}^{F(12)} \quad (6.22)$$

K is een diagonaalmatrix die de elementen k_1 en k_2 bevat.

De implementatie van uitdrukking 6.22 wordt schematisch weergegeven in figuur 6.4. Hier wordt, net als in het schema van figuur 5.3, de afhankelijkheid van de verschillende inputsignalen weergegeven. Om deze afhankelijkheid te staven, wordt naar de uitdrukkingen 5.17 tot 5.19, uitdrukking 5.23 en uitdrukking 5.25 verwezen.

In tegenstelling tot de traagheidsparameters van de robot, die constant zijn en een éénmalige inschatting dus voldoet, worden de schattingen van de externe belasting, last en operatorcrachten, wel als inputs opgenomen. Deze zijn immers veranderlijk en worden daarom continu geschat door een

externe schattingsmethode. Daar de regelactie de veranderlijke belasting anticipeert, behoort deze tot de klasse van de adaptieve controllers (meer bepaald een *self-tuning controller* [9]).



figuur 6.4: Implementatieschema van de sliding mode controller.

Uiteraard zal τ_{reg} dan omgerekend moeten worden om stelwaarden voor de twee Δp 's te bekomen. De meest evidente manier is hier niet met look-up tabellen van de contractie, de dimensiloze spankrachtfunctie en de hefbomen te werken, dit zou te omslachtig zijn voor de werkelijke implementatie. Een look-up tabel die de koppelfuncties bevat ($\gamma \rightarrow \mathbf{M}$ nadat $\mathbf{q} \rightarrow \gamma$, zie §5.3) zal direct de gewenste informatie geven. Of daar de koppelfuncties zich er toe lenen om goed door polynoom benaderd te worden, zal deze oplossing misschien nog de eenvoudigste zijn.

Op de figuur ontbreekt dus enkel nog de omzetting:

$$\Delta \mathbf{p}^{stel} = \begin{bmatrix} \frac{\tau_1^{reg} - (m_1 - m_2)p_m}{m_1 + m_2} \\ \frac{\tau_2^{reg} - (m_3 - m_4)p_m}{m_3 + m_4} \end{bmatrix} \quad (6.23)$$

Deze kan uit de Δp -aanpak (uitdrukking 4.8 en uitdrukking 4.11), uitdrukking 5.29 en uitdrukking 2.11 afgeleid worden.

Deze manier van werken brengt natuurlijk weer een onzekerheid mee. Stel dat de werkelijke spierkarakteristieken afwijkingen vertonen met het theoretische model waarop de koppelfuncties gebaseerd werden, dan kan dit een eerste bron van onnauwkeurigheid zijn. Bovendien zal, daar ze niet te modelleren valt, de hysteresis van de spieren ook een onzekerheid invoeren.

Maar wat (allesszins voor relatief grote stappen van de gewenste hoeken) belangrijker zal zijn is dat in het controller model de kleppen niet opgenomen zijn. Het gewenste stuursignaal zal daardoor pas na een zekere tijd (insteltijd van de kleppen) door de spieren geleverd worden. Hoe de klepbenadering in het controller model kan opgevangen worden, is nog niet duidelijk. Voorlopig wordt ze dus gewoon

niet opgenomen in het model en zo zal er een bron van onnauwkeurigheid ontstaan. Moest er toch een manier bestaan om het klepmodel in te brengen, dan zal, daar het klepmodel slechts een benadering is, er toch een onzekerheid blijven. Maar beweegt de arm in een continue baan (= een opeenvolging van kleine stappen), dan zal een nieuwe positie slechts weinig verschillen van de vorige en zullen de kleppen er wel in slagen de gewenste drukken en dus de gewenste koppels, in een zeer beperkte tijd in te stellen. §3.3.2 toonde immers dat de insteltijd van de kleppen afhankelijk is van de aangelegde stapgrootte. In de simulatie wordt de klep benaderd door een eerste orde systeem. Deze vertoont een insteltijd die onafhankelijk is van de stapgrootte. Er zal in principe dus een grotere onzekerheid ontstaan. Voor een opeenvolging van kleine drukvariaties, zal ook bij deze benadering de geïntroduceerde onzekerheid zeker aanvaardbaar zijn.

6.5 Simulatieresultaten.

De methode wordt toegepast op het opgestelde armmodel uit hoofdstuk 5.

Modelonzekerheden uit zich daar de versnellingen niet op te meten zijn en daar er geen rekening wordt gehouden met de kleppen en de wrijvingsinvloeden.

$$T_k \quad C_{stat} \quad C_{dyn}$$

T_k zal steeds gelijk gekozen worden aan 75 ms .

De parameteronzekerheden zijn een gevolg van de volgende inschattingen:

$$\hat{m}_b \quad \hat{l}_{b2} \quad \hat{I}_b \quad \hat{m}_o \quad \hat{l}_{o2} \quad \hat{I}_o \quad \hat{m}_e \quad \hat{l}_{e2} \quad \hat{I}_e \quad \hat{F}_x \quad \hat{F}_y \quad \hat{l}_F$$

Voor een parameter a in het armmodel zal de ingeschatte waarde gebruikt voor de controletaak gelijk zijn aan:

$$\hat{a} = a \cdot f \tag{6.24}$$

Zo kan de globale onzekerheid van al deze parameters gevat worden door f een waarde verschillend van 1 te geven.

Bij de simulatie werden de regelparameters als volgt ingesteld:

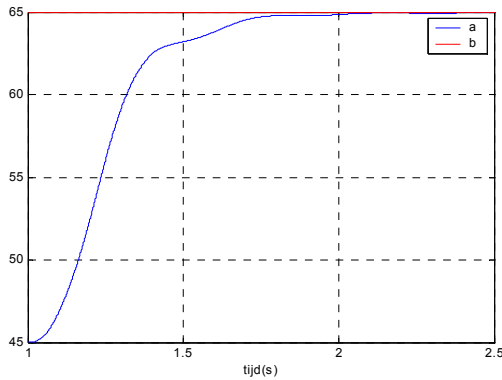
$$\Lambda = \begin{bmatrix} 10 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix} \quad \text{en} \quad K = \begin{bmatrix} 10 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix} \tag{6.25}$$

Deze Λ geeft een goede afweging tussen de positie- en de snelheidsfout. Een grotere K zou nog beter zijn, maar een koppel van 10 Nm zal al tot drukwaarden groter dan 3 bar kunnen leiden. Het feit dat ze gelijk zijn is louter toeval.

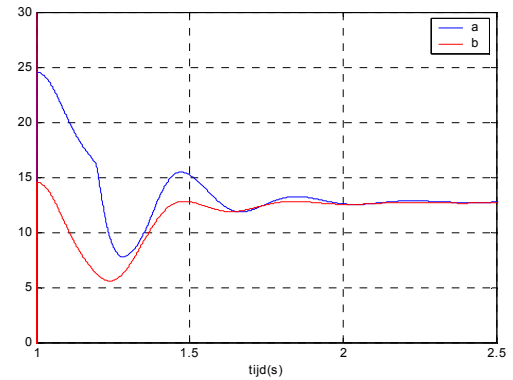
Voor de eerste twee metingen geldt (eenheden in kgms -eenheden):

$$\begin{array}{lll} m_e = 3 & F_x = 0 & f = 1 \\ l_{e2} = 0,1 & F_y = 0 & C_{dyn} = 0,4 \\ I_{e2} = 0,02 & & C_{stat} = 0 \end{array}$$

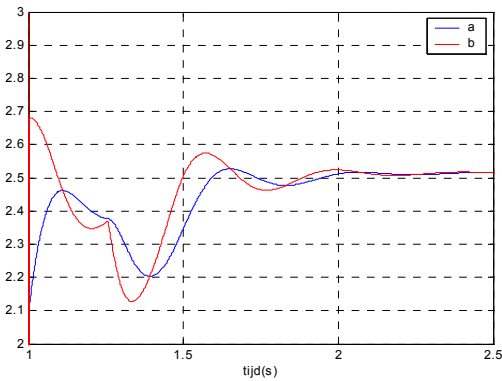
Een stap $q_1^{stel} : 45^\circ \rightarrow 65^\circ$ ($t = 1s$) geeft de volgende resultaten:



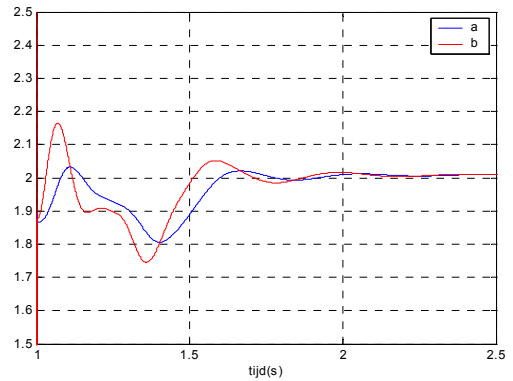
figuur 6.5: a: q_1 ($^\circ$); b: q_1^{stel} ($^\circ$)



figuur 6.6: a: τ_1^{reg} (Nm); b: τ_1^{FF} (Nm)



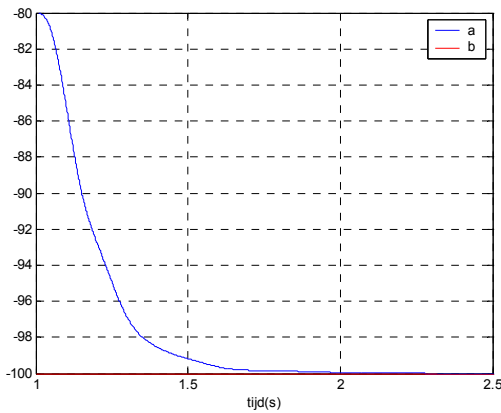
figuur 6.7: a: p_1 (bar); b: p_1^{stel} (bar)



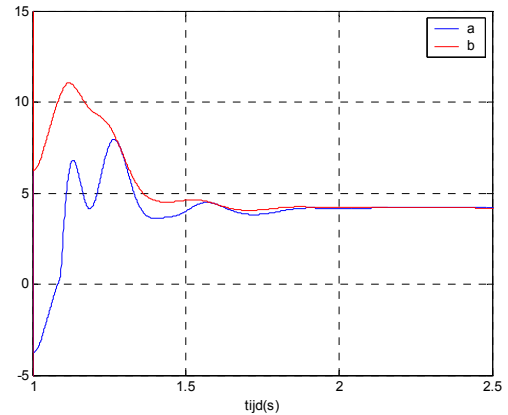
figuur 6.8: a: p_3 (bar); b: p_3^{stel} (bar)

De hoek wordt binnen de seconde ingesteld. Daar er geen statische onzekerheid is, zal de feedforward regelterm de uiteindelijke regelactie worden. Het verschil tijdens de overgang wordt door de K -regelactie opgevangen. De bijhorende drukken worden eveneens weergegeven. De nieuwe evenwichtspositie vereist ook een nieuwe druk in *spier 3*.

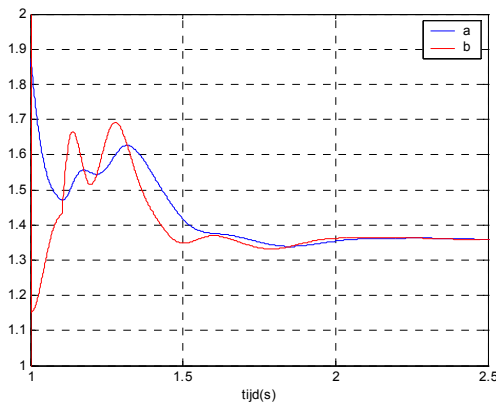
Een stap $q_2^{stel} : -80^\circ \rightarrow -100^\circ$ ($t = 1s$) geeft de volgende resultaten:



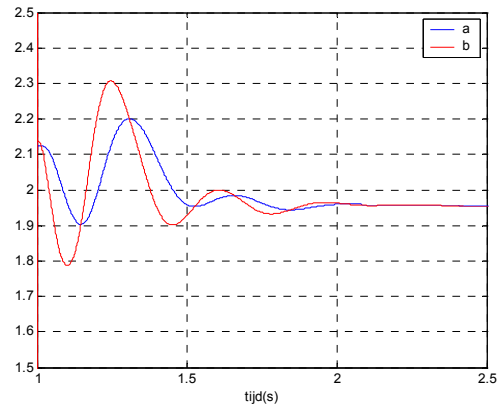
figuur 6.9: a: q_2 ($^\circ$); b: q_2^{stel} ($^\circ$)



figuur 6.10: a: τ_2^{reg} (Nm); b: τ_2^{FF} (Nm)



figuur 6.11: a: p_3 (bar); b: p_3^{stel} (bar)



figuur 6.12: a: p_1 (bar); b: p_1^{stel} (bar)

Een laatste meting test de trajectopvolging. Bovendien wordt er nu een onzekerheid f ingevoerd en ook de invloed van inwerkende operatorcrachten worden nagegaan.

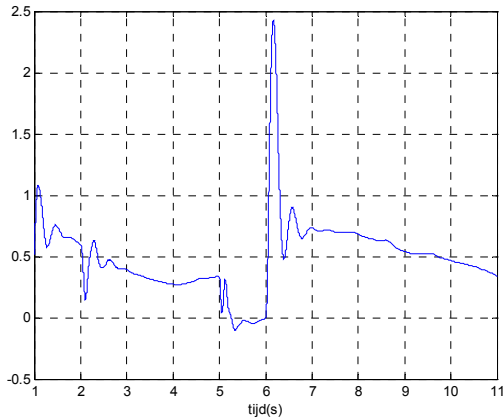
Er geldt:

$$\begin{aligned} m_e &= 2 & F_x &: 0 \rightarrow -10 \quad (t = 5s) & f &= 0,9 \\ l_{e2} &= 0,1 & F_y &= 0 \rightarrow 20 \quad (t = 6s) & C_{dyn} &= 0,4 \\ I_{e2} &= 0,02 & l_F &= 0 & C_{stat} &= 0 \end{aligned}$$

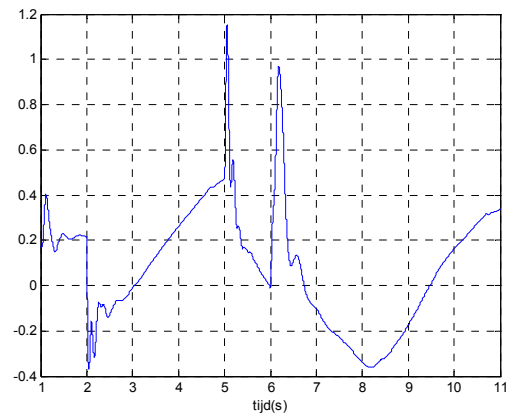
De stelwaarden voor de hoeken zijn:

$$\begin{aligned} q_1^{stel} &: 45^\circ + 15^\circ \sin\left(\frac{\pi}{4}t - \frac{\pi}{4}\right) \\ q_2^{stel} &: -80^\circ - 20^\circ \sin\left(\frac{2\pi}{3}t - \frac{2\pi}{3}\right) \end{aligned}$$

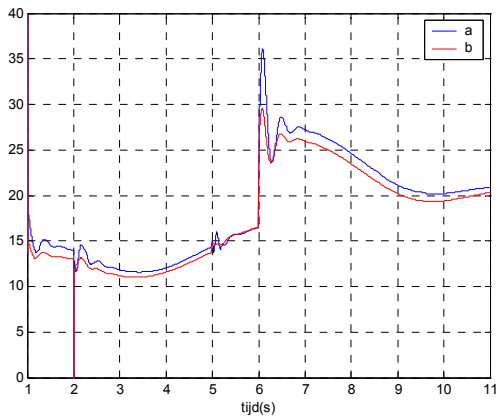
Een selectie van de meetresultaten wordt in de volgende figuren weergegeven.



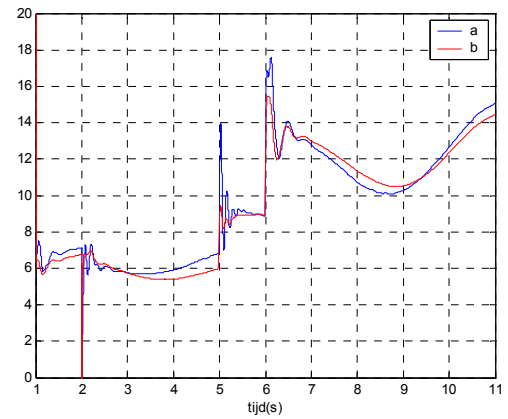
figuur 6.13: $e_{q1} (^\circ)$



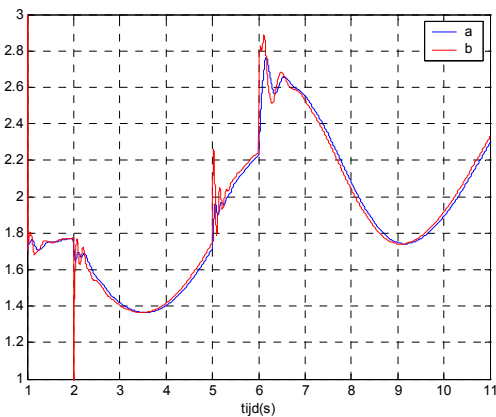
figuur 6.14: $e_{q2} (^\circ)$



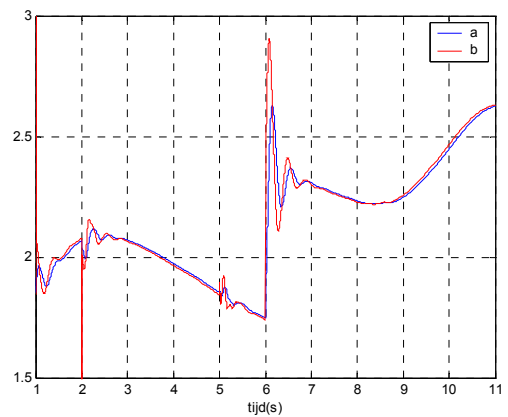
figuur 6.15: a: $\tau_1^{reg} (Nm)$; b: $\tau_1^{FF} (Nm)$



figuur 6.16: a: $\tau_2^{reg} (Nm)$; b: $\tau_2^{FF} (Nm)$



figuur 6.17: a: $p_1 (bar)$; b: $p_1^{stel} (bar)$



figuur 6.18: a: $p_3 (bar)$; b: $p_3^{stel} (bar)$

De trajectfouten zijn zeker aanvaardbaar, zonder de krachtvloeden zouden ze maximaal 1° zijn. De feedforwardterm vertoont een vaste afwijking daar de modelonzekerheden zich nu over alle parameters spreiden. De invloed van de inwerkende krachten lokken aanzienlijke regelacties uit, zodat trajectopvolging na een kleine afwijking (2°) snel weer gewaarborgd blijft.

6.6 Besluit.

De sliding mode controller wordt in de literatuur geprezen voor zijn performantie en zijn eenvoudige implementatie. Toch lijkt de implementatie ervan toch niet zo eenvoudig als er beweerd wordt. Vooral de uitwerking van de feedforward term lijkt voor de praktijk minder haalbaar. Zo zal bijvoorbeeld om de referentievernellingsvector te bekomen, er twee maal een numerieke afgeleide toegepast moeten worden.

Voldoet de compensatie K term om de optredende onzekerheid op te vangen, dan wordt de regeltaak gewaarborgd. Daar een zeer grote K niet praktisch haalbaar is, zal de onzekerheid van het model toch enigszins beperkt moeten blijven. Daarom is het gewenst de invloed van zoveel mogelijk betrokken parameters te vatten in het model. Een schatting van onbekende parameters lijkt daarom vereist.

De simulatieresultaten bewijzen de goede performantie van de regelaar. Daarom moet er in de praktijk zeker geprobeerd worden om de implementatie te verwezenlijken.

Is de bewegingssnelheid eerder traag, dan is deze regelaar uiteraard niet de meest eenvoudigste oplossing. Een feedforward term gebaseerd op het statisch evenwicht gecombineerd met een PID-controller is dan bijvoorbeeld ook geschikt. Toch zal de sliding mode methode ook voor deze toepassingen zijn nut bewijzen.

Hoofdstuk 7

Estimatie van de externe belasting.

7.1 Parameterschattingsmethoden.

7.1.1 Estimatiemodel.

De essentie van parameterestimatie is het achterhalen van parameterinformatie uit beschikbare informatie van het werkelijke systeem. Om dit mogelijk te maken is er een estimatiemodel nodig om deze informatie te relateren aan de ongekende parameters. Dit kan het best vergeleken worden met algemene datafitting-methoden, waar er eerst een zekere vorm van de curve wordt vastgelegd alvorens de bijhorende coëfficiënten achterhaald kunnen worden. Het estimatiemodel moet wel lineair in de ongekende parameters zijn, anders is het niet mogelijk om, met de gekende klassieke technieken, de parameters aan te passen aan nieuwe data. Het model moet dus van de volgende gedaante zijn:

$$\mathbf{y}(t) = W(t)\mathbf{a}(t) \quad (7.1)$$

\mathbf{y} is een n -dimensionale kolommatrix die de outputs van het estimatiemodel bevat, \mathbf{a} is de kolommatrix die de m ongekende parameters bevat en de $n \times m$ matrix W is de signaalmatrix of observatiematrix. Zowel \mathbf{y} als W moeten gekend zijn en de enige onbekenden zijn de parameters in \mathbf{a} . \mathbf{y} en W kunnen gekend zijn omdat ze parameters bevatten waarvan de waarde wel gekend is of omdat ze termen, parameters bevatten die uit de input- of outputsignalen van het werkelijke systeem bepaald kunnen worden. Uitdrukking 7.1 is dus gewoon een lineaire vergelijking, in de ongekende parameters van \mathbf{a} , die op voor elke nieuwe meting opgesteld kan worden. Als de verschillende waarden voor \mathbf{y} en W voor k sampletijdstippen gekend zijn, kan er naar een oplossing voor \mathbf{a} gezocht worden. Om m onbekenden te achterhalen heeft men m vergelijkingen nodig en zijn er dus m/n monsters nodig. Meerdere meetpunten zullen echter wel gewenst zijn om meetruis en modelfouten te onderdrukken. Bij elke nieuwe meting zal er een nieuwe schatting mogelijk zijn, deze wordt direct uitgerekend om zo een 'on line' parameterschatting te bekomen.

7.1.2 Estimatietechnieken.

Een overzicht van verschillende parameterestimatiemethoden is terug te vinden in *Appendix 5*. De verschillende mogelijke methoden worden kort besproken: stabiliteit, convergentie, de bekwaamheid om tijdsvariabele parameters in te schatten en de ruisgevoeligheid komen aan bod.

De methode die gebaseerd is op een kleinste kwadraten benadering lijkt de meest geschikte en bovendien ook algemeen de meest gebruikte. Wordt er bovendien een (constante) vergeetfactor

geïntroduceerd, dan kunnen de voordelen van deze methode gebruikt worden om tijdsvariabele parameters in te schatten.

De in *Appendix 5* voorgestelde implementatiemethoden werden in *Simulink* geïmplementeerd voor de taak waar ze zullen moeten dienen (zie §7.2). Daar er voorlopig nog niets gezegd werd over wat er geschat moet worden en welke modellen daarvoor gebruikt worden, wordt er wel al een zekere evaluatie van de methoden (eerder van de implementatie) gedaan door algemeen de optredende problemen te beschrijven. Deze vaststellingen worden niet gestaafd met resultaten uit de betreffende simulaties, daar dit te veel ruimte zou innemen. Bovendien zouden ze enkel aantonen dat deze implementatietechnieken niet goed werken en dat ze dus geen mogelijke oplossing bieden.

De tekortkomingen worden hieronder kort samengevat.

Voor constante parameters (geen vergeetfactor) bleek de methode slechts goed te werken als de parameters een beginvoorwaarde meekregen die de te schatten waarde goed benaderde. Daar dit in de praktijk niet altijd vanzelfsprekend is, zal deze methode dus falen. Kunnen er wel goede beginvoorwaarden voorgelegd worden, dan kunnen deze beter direct als de waarden van de te schatten parameters gebruikt worden.

Voor tijdsvariabele parameters stelde dit probleem zich minder: de vergeetfactor zorgt er immers voor dat naarmate de schatting vordert, er steeds minder rekening wordt gehouden met de beginvoorwaarden. Toch leek de methode niet goed in staat parameterveranderingen op te volgen. De ingeschatte parameters liepen altijd aanzienlijk achter op de te schatten waarden. Om de methode toch sneller te maken zou de vergeetfactor dus moeten toenemen. Dit resulteerde dan wel in een beter opvolgedrag, maar de geschatte waarden oscilleerden dan met aanzienlijke amplitude rond een waarde die min of meer de te schatten waarde benaderde. Bovendien resulteerde, in het geval dat er meerdere parameters geschat werden, een verandering van één te schatten parameter in een aanzienlijk overgangsverschijnsel voor de andere parameters.

Daarom werd een andere implementatie van de kleinste kwadratenbenadering uitgetoetst [11]. Dit is bovendien een discrete implementatie, waardoor ze ook veel gemakkelijker in de praktijk in de uiteindelijke stuursoftware te integreren is.

Deze implementatie blijkt veel beter te werken: de resultaten zijn minder gevoelig aan de beginvoorwaarden van de schattingen en de beginvoorwaarden van de winstmatrices; de tijdsvariabele parameters kunnen, zonder te gaan oscilleren, zeer goed de te schatten waarden opvolgen; ook de onderlinge invloed van de parameters blijft beperkt. Daarom zal het veel nuttiger zijn om wat meer ruimte te voorzien om deze methode toe te lichten en de andere implementaties gewoon te laten voor wat ze zijn.

De implementatie berekent de nieuwe schatting behorende bij de i -de meting (W_i en y_i zijn gekend) op de volgende manier:

$$\begin{aligned}\hat{\mathbf{a}}_{i+1} &= \hat{\mathbf{a}}_i - K_{i+1} (W_i \hat{\mathbf{a}}_i - y_i) \\ K_{i+1} &= \frac{P_i W_i^T}{g + W_i P_i W_i^T} \\ P_{i+1} &= \frac{1}{g} \left[P_i - P_i \frac{W_i^T W_i}{g + W_i P_i W_i^T} P_i \right]\end{aligned}\tag{7.2}$$

g ($0 < g < 1$) is het equivalent van de vergeetfactor. Deze methode beoogt immers om

$$E = \sum_{k=1}^i g^{i-k} (y_k - W_k \mathbf{a}) \quad (7.3)$$

te minimaliseren aan de hand van de i reeds beschikbare meetgegevens. Het gewicht dat aan een eerdere meting wordt gegeven, is dus steeds kleiner dan 1, terwijl de laatste meting steeds gewicht 1 krijgt. Is g gelijk aan 1 dan wordt een standaard kleinste kwadraten benadering uitgevoerd.

Deze methode is geschikt voor een systeem met 1 output. Over een uitbreiding naar meerdere outputs wordt niet gesproken. Meestal zal het model immers van de vorm

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ \vdots \\ y_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_1 \\ \vdots \\ W_m \end{bmatrix} \mathbf{a} \quad (7.4)$$

zijn en het zou een verspilling van informatie zijn moest er slechts met één van de m vergelijkingen gewerkt worden. Een mogelijkheid om toch meerdere outputs te verwerken, is de methode 7.2 voor één meting gewoon m keer te herhalen. De i -de meting levert nu y_{1i} , W_{1i} , y_{2i} , W_{2i} , ..., y_{mi} en W_{mi} en de bijhorende nieuwe schatting \mathbf{a}_{i+1} wordt dan als volgt berekend:

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{a}}_1 &= \hat{\mathbf{a}}_i - K_1 (W_{1i} \hat{\mathbf{a}}_i - y_{1i}) & \hat{\mathbf{a}}_2 &= \hat{\mathbf{a}}_1 - K_2 (W_{2i} \hat{\mathbf{a}}_1 - y_{2i}) \\ K_1 &= \frac{P_i W_{1i}^T}{g + W_{1i} P_i W_{1i}^T} & \rightarrow & K_2 = \frac{P_1 W_{2i}^T}{g + W_{2i} P_1 W_{2i}^T} \\ P_1 &= \frac{1}{g} \left[P_i - P_i \frac{W_{1i}^T W_{1i}}{g + W_{1i} P_i W_{1i}^T} P_i \right] & P_2 &= \frac{1}{g} \left[P_1 - P_1 \frac{W_{2i}^T W_{2i}}{g + W_{2i} P_1 W_{2i}^T} P_1 \right] \\ & & & \downarrow \\ & & & \vdots \\ & & & \downarrow \\ \hat{\mathbf{a}}_{i+1} &= \hat{\mathbf{a}}_{m-1} - K_{i+1} (W_{mi} \hat{\mathbf{a}}_{m-1} - y_{mi}) & \hat{\mathbf{a}}_{m-1} &= \hat{\mathbf{a}}_{m-2} - K_2 (W_{(m-1)i} \hat{\mathbf{a}}_{m-2} - y_{(m-1)i}) \\ K_{i+1} &= \frac{P_{m-1} W_{mi}^T}{g + W_{mi} P_{m-1} W_{mi}^T} & \leftarrow & K_{m-1} = \frac{P_{m-2} W_{(m-1)i}^T}{g + W_{(m-1)i} P_{m-2} W_{(m-1)i}^T} \\ P_{i+1} &= \frac{1}{g} \left[P_{m-1} - P_{m-1} \frac{W_{mi}^T W_{mi}}{g + W_{mi} P_{m-1} W_{mi}^T} P_{m-1} \right] & P_{m-1} &= \frac{1}{g} \left[P_{m-2} - P_{m-2} \frac{W_{(m-1)i}^T W_{(m-1)i}}{g + W_{(m-1)i} P_{m-2} W_{(m-1)i}^T} P_{m-2} \right] \end{aligned} \quad (7.5)$$

Voor de eerste iteratie (\mathbf{a}_1) worden \mathbf{a} en P van de eerdere meting en de meetgegevens y_{1i} en W_{1i} gebruikt. De hieruit bekomen \mathbf{a} en P (\mathbf{a}_1 en P_1) worden dan samen met y_{2i} en W_{2i} verwerkt tot een nieuwe schatting. Zo wordt er voor alle meetgegevens een nieuwe schatting bekomen en uit y_{mi} en W_{mi} volgt de m -de schatting, dewelke als de schatting van deze meting beschouwd zal worden.

7.1.3 Eerder voorgestelde estimatietechniek.

Vooraleer de bovenstaande methoden uitgewerkt zullen worden voor de robotarm, wordt er even stilgestaan bij de eerder voorgestelde estimatiemethoden (hoofdstuk 3 en [1]). Deze gaan anders te werk: de beschikbare momentenevenwichten werden dan steeds analytisch opgelost naar de onbekende parameters. Uitdrukking 3.17 is daar één dimensionaal voorbeeld van. Ook voor de inschatting van de operatorcrachten was het de bedoeling zo te werk te gaan. Daar er voor de tweeledige arm immers twee momentenevenwichten uitgedrukt kunnen worden, kunnen er dus ook twee onbekenden achterhaald worden. Stel dat deze methode toegepast zou worden op het algemeen estimatiemodel, (uitdrukking 7.1) dan zou dit erop neerkomen dat \mathbf{a} als volgt wordt berekend:

$$\mathbf{a} = W^{-1}\mathbf{y} \quad (7.6)$$

Deze methode kan dus slechts gebruikt worden als de dimensies van \mathbf{a} en \mathbf{y} gelijk zijn. Bovendien wordt deze methode voor elke sampletijdstip uitgevoerd, zonder rekening te houden met eerdere schattingen. Dit heeft tot gevolg dat niet-idealiteiten zoals meetruis vrijspel krijgen. In de conclusies van §3.5 worden de tekortkomingen van deze methode uitvoerig besproken. De nieuwe methoden zullen veel van deze nadelen opvangen.

7.2 Uitgewerkte schattingen.

7.2.1 Basis voor het estimatiemodel.

Zoals dit voor de feedforwardterm van de sliding mode controller ook het geval was, zullen de bewegingsvergelijkingen aan de basis van het estimatiemodel liggen. De bewegingsvergelijkingen beschrijven immers, op enkele praktisch niet te modelleren verschijnselen, het werkelijke fysische gedrag van de arm.

Ook hier zal het model dus van de vorm

$$H(q)\ddot{\mathbf{q}} + C(\dot{q}, q)\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(q) - \boldsymbol{\tau}^F = \boldsymbol{\tau}_{act} \quad (7.7)$$

zijn. Om dezelfde reden als deze besproken in §6.2, zal de wrijving ook hier niet in het model opgenomen worden. Net als ook voorheen kan er geconcludeerd worden dat van alle parameters die in uitdrukking 6.1 voorkomen eigenlijk alleen

$$m_e \quad l_{e2} \quad I_e \quad F_x \quad F_y \quad l_F$$

niet gekend zijn. Er zal immers een onbekende last aan de robotarm gehangen worden en de inwerkende operatorcrachten zijn in principe ook totaal willekeurig. Er wordt ‘eigenlijk’ gezegd omdat, net zoals in §6.2 beklemtoond wordt, de andere parameters uiteraard nooit perfect met de werkelijke parameters zullen overeenstemmen. Maar deze afwijkingen worden aanvaard als zijnde modelafwijkingen, net zoals de verwaarlozing van wrijving een aanvaarde modelbenadering is.

Er zijn uiteraard nog andere uitdrukkingen, zoals deze van de totale energie van het systeem, die gebruikt kunnen worden, maar deze zullen in de verdere uitwerking niet beschouwd worden. De bewegingsvergelijkingen leiden misschien niet tot de eenvoudigste manier van werken, maar daar ze

toch niet vermeden kunnen worden, denk maar aan de feedforwardterm die vereist is in de positie/baansturing, is het evident deze toch te gebruiken.

In principe moeten voor de assistentietaak enkel de operatorkrachten achterhaald worden. Maar daar deze het best zullen geschat worden als dit de enige onbekenden zijn, zullen ook de andere ongekende parameters, de traagheidsparameters van de last, achterhaald moeten worden. Bovendien zullen deze parameters vereist zijn in de feedforwardterm van de positie/baancontroller als de robuustheid van de controller niet in staat is deze onzekerheden op te vangen (wat, zoals in §6.2 benadrukt werd, voor de relatief grote invloed van de last hoogst waarschijnlijk het geval zal zijn).

Eenzijds wordt er dus gezocht naar de parameters die de bevestigde last karakteriseren en anderzijds naar de uitgeoefende operatorkrachten. De beste manier van werken lijkt de inschatting van de parameters op te splitsen in twee fasen. Deze werkwijze is op meerdere manieren te motiveren.

Zo zal het te gelijk zoeken naar 6 parameters, verder zal getoond worden dat er eigenlijk maar 5 parameters te achterhalen zijn, minder evident zijn. De schatterwinstmatrix is, zoals in §7.2 aangetoond kan worden, immers een vierkante matrix met een dimensie gelijk aan het aantal gezochte parameters. De rekentijd zal dus kwadratisch stijgen voor een toenemend aantal onbekenden. Bovendien zal de estimatiemethode minder garantie bieden dat de ‘exacte’ of toch de ‘benaderd exacte’ parameters achterhaald zullen worden. Meer onbekenden, wat bovendien minder bekenden betekent, laat de estimator meer vrijheid om een andere set parameters te vinden die ook in staat is de input en output van het werkelijke systeem te fitten. De opsplitsing zal bovendien ook het verschil in aard (constant of tijdsvariabel) van de parameters opvangen. Voor eenzelfde last zullen de bijhorende traagheidsparameters immers constant zijn, de operatorkrachten daarentegen zijn tijdsvariabel. Moesten alle parameters in een vector a samengevoegd worden, dan zullen ze ofwel allen met ofwel allen zonder vergeetfactor geschat worden. Zouden de traagheidsparameters met vergeetfactor geschat worden, dan zou dit betekenen dat er al een mogelijke bron van fouten in het systeem toegelaten wordt, want deze parameters moeten constant zijn. Daarbij aansluitend is het voor de estimator ook niet altijd evident om verschillende invloeden (op de output/input van estimatiemodel) van verschillende (soortgelijke) parameters van elkaar te scheiden en toe te kennen aan de juiste parameter. Beschouw bijvoorbeeld het statisch evenwicht, daar is het zeer goed aan te voelen dat een uitwendige massa en een operatorkracht volgens de y -richting, mits ze in hetzelfde punt inwerken eigenlijk niet te onderscheiden zijn: $m g = F_y$.

Naar de praktijk toe is dit ook perfect realiseerbaar. Stel dat de arm in die positie gebracht wordt dat hij op het punt staat een last te heffen, dan moet de operator heel even de last (of de arm) loslaten en dit ook aan de arm kenbaar maken (drukknop). De arm moet dan in eerste instantie de last zelf tot op een zekere hoogte opheffen. Zo kunnen de traagheidsparameters van de last bepaald worden, zonder rekening te moeten houden met externe krachten. Eenmaal deze traagheidsparameters geschat zijn, krijgt de operator een zekere indicatie (groen licht) dat hij mag ingrijpen met als doel de last te verplaatsen. Tijdens de eigenlijke taak hoeven dus enkel nog de operatorkrachten geschat worden. Wordt de last gedeponerd, dan kan via dezelfde procedure de arm inschatten dat hij onbelast is en vervolgens kan de operator deze in de beginpositie van een nieuwe (andere) lasttaak brengen.

Hoe de bewegingsvergelijkingen in beide gevallen omgevormd worden tot een bruikbaar estimatiemodel, zal in de volgende paragrafen uitgewerkt worden.

7.2.2 Estimatiemodel voor de last.

In de eerste fase is er geen operatorkracht, deze invloed kan dus al weggelaten worden. De onbekenden die nog in het systeem vervat zijn, zijn dus

$$m_e \quad l_{e2} \quad I_e$$

Als nu de verschillende termen van bewegingsvergelijkingen, zoals ze in hoofdstuk 5 werden uitgewerkt, dan blijkt dat de termen te lineariseren zijn in de volgende parameters:

$$a_1 = m_e \quad a_2 = m_e l_{e2} \quad a_3 = m_e l_{e2}^2 + I_e \quad (7.8)$$

Zo zal bijvoorbeeld voor H_{11} dit leiden tot:

$$\begin{aligned} H_{11} = & m_b l_{b2}^2 + m_o (l_{b1}^2 + l_{o2}^2 + 2l_{b1}l_{o2} \cos(q_2)) + I_b + I_o \\ & + a_1 (l_{b1}^2 + l_{o2}^2 + l_{o3}^2 + 2l_{b1}l_{o1} \cos(q_2) + 2l_{b1}l_{o3} \sin(q_2)) \\ & + a_2 (2l_{b1} \cos(q_2 + q_3) + 2l_{o1} \cos(q_3) - 2l_{o3} \sin(q_3)) \\ & + a_3 \end{aligned} \quad (7.9)$$

Of indien er een nieuwe notatie gehanteerd wordt dan geldt dat

$$H_{11} = H_{11}^* + a_1 H_{11}^{a_1} + a_2 H_{11}^{a_2} + a_3 H_{11}^{a_3} \quad (7.10)$$

Elke term kan zo uitgeschreven worden, de uitdrukkingen zijn terug te vinden in *Appendix 6 (A6.1)*. Wordt de eerste vergelijking van naderbij bekeken, dan kan deze uitgewerkt worden gebruikmakend van de zojuist gedefinieerde benamingen:

$$\begin{aligned} \tau_1 = & (H_{11}^* + a_1 H_{11}^{a_1} + a_2 H_{11}^{a_2} + a_3 H_{11}^{a_3}) \ddot{q}_1 \\ & + (H_{12}^* + a_1 H_{12}^{a_1} + a_2 H_{12}^{a_2} + a_3 H_{12}^{a_3}) \ddot{q}_2 \\ & + (H_{13}^* + a_1 H_{13}^{a_1} + a_2 H_{13}^{a_2} + a_3 H_{13}^{a_3}) \ddot{q}_3 \\ & + \left(- (h_1^* + a_1 h_1^{a_1} + a_2 h_1^{a_2} + a_3 h_1^{a_3}) \dot{q}_2 - (h_2^* + a_1 h_2^{a_1} + a_2 h_2^{a_2} + a_3 h_2^{a_3}) \dot{q}_3 \right) \dot{q}_1 \\ & + \left(- (h_1^* + a_1 h_1^{a_1} + a_2 h_1^{a_2} + a_3 h_1^{a_3}) (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) - (h_2^* + a_1 h_2^{a_1} + a_2 h_2^{a_2} + a_3 h_2^{a_3}) \dot{q}_3 \right) \dot{q}_2 \\ & + \left(- (h_2^* + a_1 h_2^{a_1} + a_2 h_2^{a_2} + a_3 h_2^{a_3}) (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \right) \dot{q}_3 \end{aligned} \quad (7.11)$$

Dit geeft na rangschikking:

$$\begin{aligned} \tau_1 - H_{11}^* \ddot{q}_1 - H_{12}^* \ddot{q}_2 - H_{13}^* \ddot{q}_3 + (h_1^* \dot{q}_2 + h_2^* \dot{q}_3) \dot{q}_1 + (h_1^* (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) + h_2^* \dot{q}_3) \dot{q}_2 + h_2^* (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \dot{q}_3 = \\ (H_{11}^{a_1} \ddot{q}_1 + H_{12}^{a_1} \ddot{q}_2 + H_{13}^{a_1} \ddot{q}_3 - (h_1^{a_1} \dot{q}_2 + h_2^{a_1} \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_1^{a_1} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) + h_2^{a_1} \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_2^{a_1} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3)) a_1 \\ (H_{11}^{a_2} \ddot{q}_1 + H_{12}^{a_2} \ddot{q}_2 + H_{13}^{a_2} \ddot{q}_3 - (h_1^{a_2} \dot{q}_2 + h_2^{a_2} \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_1^{a_2} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) + h_2^{a_2} \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_2^{a_2} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3)) a_2 \\ (H_{11}^{a_3} \ddot{q}_1 + H_{12}^{a_3} \ddot{q}_2 + H_{13}^{a_3} \ddot{q}_3 - (h_1^{a_3} \dot{q}_2 + h_2^{a_3} \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_1^{a_3} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) + h_2^{a_3} \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_2^{a_3} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3)) a_3 \end{aligned} \quad (7.12)$$

Of wordt er opnieuw een nieuwe benaming gehanteerd, dan wordt dit:

$$\tau_1 - \tau_1^{oL} = V_{11}^L a_1 + V_{12}^L a_2 + V_{13}^L a_3 \quad (7.13)$$

De index L wijst op de afhankelijkheid van de uitwendige last, de index oL benadrukt de onafhankelijkheid zijn van de last. De andere vergelijkingen kunnen equivalent uitgewerkt worden en dit levert:

$$\begin{bmatrix} \tau_1 - \tau_1^{oL} \\ \tau_2 - \tau_2^{oL} \\ -\tau_3^{oL} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_{11}^L & V_{12}^L & V_{13}^L \\ V_{21}^L & V_{22}^L & V_{23}^L \\ V_{31}^L & V_{32}^L & V_{33}^L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad (7.14)$$

De eigenlijke uitdrukkingen zijn eveneens in *Appendix 6 (A6.2)* terug te vinden. Op deze manier wordt een geschikte uitdrukking bekomen die aan alle voorwaarden van het estimatiemodel voldoet en aldus in deze hoedanigheid gebruikt kan worden. De parameters a_1 , a_2 en a_3 kunnen dan achterhaald worden en hieruit kunnen de gezochte traagheidsparameters dan achterhaald worden:

$$m_e = a_1 \quad l_{e2} = \frac{a_2}{a_1} \quad I_e = a_3 - \frac{a_2^2}{a_1} \quad (7.15)$$

Schat de arm een onbelaste toestand ($a_1 = m_e = 0$), dan zijn l_{e2} en I_e uiteraard ook gelijk te stellen aan nul.

7.2.3 Uitgeoefende operatorkrachten.

Nu de traagheidsparameters van de last ‘gekend’ zijn, zijn enkel de operatorkrachten ongekend. Wederom wordt het estimatiemodel uit de bewegingsvergelijkingen afgeleid, maar de afleiding is nu eenvoudiger. De lineariteit is immers expliciet in de bewegingsvergelijkingen aanwezig:

$$[H] \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \end{bmatrix} + [C] \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} + [g] - [J]^T [M] \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.16)$$

Of omgevormd tot een bruikbaar estimatiemodel:

$$\begin{bmatrix} \tau_1 - \tau_1^{oF} \\ \tau_2 - \tau_2^{oF} \\ -\tau_3^{oF} \end{bmatrix} = -[J]^T [M] \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \quad (7.17)$$

Wordt een equivalente benaming gehanteerd dan deze voor het lastestimatiemodel, dan geldt:

$$\begin{bmatrix} \tau_1 - \tau_1^{oF} \\ \tau_2 - \tau_2^{oF} \\ -\tau_3^{oF} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_{11}^F & V_{12}^F \\ V_{21}^F & V_{22}^F \\ V_{31}^F & V_{32}^F \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_4 \\ a_5 \end{bmatrix} \quad (7.18)$$

a_4 en a_5 zijn respectievelijk F_x en F_y .

Zoals duidelijk blijkt uit de bovenstaande uitdrukkingen, worden dus enkel F_x en F_y geschat, hoewel er eigenlijk nog een derde onbekende is, namelijk l_F , die het ingrijppingspunt van de operatorkracht bepaalt. Maar de bewegingsvergelijkingen laten niet op éénduidige wijze toe l_F te achterhalen met behulp van de voorgeschreven schattingsmethode. Dit wordt even toegelicht.

Uitdrukking 5.23 beschrijft de Jacobiaan, wordt ter illustratie enkel de eerste vergelijking van uitdrukking 7.17 van naderbij bekeken, dan zijn enkel J_{11} en J_{21} belangrijk. Deze kunnen als volgt geschreven worden:

$$\begin{aligned} J_{11} &= J_{11}^o + l_F j_{11} \\ J_{21} &= J_{21}^o + l_F j_{21} \end{aligned} \tag{7.19}$$

De eigenlijke benaming is niet zo belangrijk, wel belangrijk is het feit dat er een term onafhankelijk is van l_F en de andere term evenredig is met l_F . Het eerste element van het rechterlid van uitdrukking 7.17 ziet er dan als volgt uit

$$J_{11}^o F_x + j_{11} l_F F_x - J_{21}^o F_y - j_{21} l_F F_y \tag{7.20}$$

De linearisatie zou, net als bij de lastinschatting, niet rechtstreeks in de gezochte parameters mogelijk zijn. De volgende parameters liggen wel voor de hand:

$$a_1 = F_x \quad a_2 = F_y \quad a_3 = l_F F_x \quad a_4 = l_F F_y \tag{7.21}$$

Daar het model toch op enkele vereenvoudigingen gebaseerd is, zal de exacte inschatting van de parameters slechts zelden achterhaald worden, met als gevolg dat uit uitdrukking 7.21 er veelal twee verschillende oplossingen voor l_F af te leiden zijn. Bovendien vereist deze methode dat er vier parameters achterhaald moeten worden, wat een complexere en dus minder betrouwbare implementatie met zich meebrengt, zoals eerder al benadrukt werd.

Deze twee vaststellingen leiden tot de keuze om slechts met twee parameters, F_x en F_y , te werken. Dus blijft er een onbekende over. Deze zal, zoals hieronder verklaard wordt, de zaak er niet eenvoudiger op maken.

Er kan van de operator geëist worden dat hij de last op een zekere vastgelegde hoogte vast neemt, maar dat zou de vrijheid van de operator beperken. In dit opzicht zou de plaatsing van een handvat op de arm (in de buurt van het TCP) een mogelijke optie zijn. De plaats waar de krachten ingrijpen is dan exact gekend en dus kunnen de exacte krachten achterhaald worden.

Een andere optie laat de operator wel de vrijheid om de last willekeurig te ondersteunen. Voor de krachtinschatting zal dan een zekere l_F gekozen worden (eventueel kan deze gelijk gekozen worden aan de eerder geschatte l_{e2}). Dan zullen de krachten geschat worden die, inwerkend op het punt vastgelegd door l_F , dezelfde invloed hebben dan de werkelijke operatorkrachten. Er wordt daarom van ‘equivalente krachten’ gesproken. Hier kan er even teruggeblikt worden naar §5.2.2 waar het krachtingrijpingspunt gekozen werd. Dit punt is niet het echte ingrijpingspunt en past dus perfect in de redenering van de ‘equivalente’ kracht.

De tweede methode, de vrije operatorkeuze, is voor de operator de meest gebruiksvriendelijke en valt dus te verkiezen. Wel wetende dat voor de assistentietoek de gebruikte krachten slechts equivalenten zijn van de werkelijke inwerkende krachten. Afhankelijk van waar de last wordt vastgenomen of afhankelijk van de gekozen l_F kan de arm dan anders kan reageren op gelijke operatorinteracties. Om deze (belangrijke) beperking van deze benadering nog wat kracht bij te zetten, wordt al even naar de impedantiecontrole van hoofdstuk 8 verwezen. Deze controle kan bijvoorbeeld de arm (aan de hand van de uitgeoefende operatorkrachten) zo aansturen dat de operator de indruk krijgt dat hij een veer met een zeker ingestelde (en gewenste) veerconstante uitrekt. Worden de uitgeoefende krachten slechts ‘equivalent’ geschat, dan zal het gewenste gedrag echter niet bereikt worden.

De oorsprong van dit probleem ligt bij het feit dat er met rotatieve actuatoren gewerkt wordt en de bewegingsvergelijkingen dus enkel koppels omheen de drie scharnieren beschrijven. Een kracht wordt naar een koppel herleid en zodus is het evident dat een onbekende l_F enkel tot 'equivalent' krachten zal leiden. Een krachtsensor meet rechtsreeks de krachten, wordt deze bijvoorbeeld in het *TCP* geplaatst, dan zal deze de juiste krachten opleveren, onafhankelijk van waar deze op de last ingrijpen.

7.2.4 Gefilterd estimatiemodel.

Tot nog toe werd er aanvaard dat de versnellingen in het estimatiemodel worden opgenomen. Maar, zoals reeds benadrukt werd, deze versnellingen behoren niet tot de meetgegevens en zijn dus ongekend.

Uitdrukking 7.14 en 7.18 kunnen geschreven worden als

$$\boldsymbol{\tau} - \boldsymbol{\tau}^{oL}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) = V^L(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}})\mathbf{a}^L \quad \boldsymbol{\tau} - \boldsymbol{\tau}^F(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) = V^F(\mathbf{q})\mathbf{a}^F \quad (7.22)$$

Om de afhankelijkheid van $\ddot{\mathbf{q}}$ op te vangen wordt voorgesteld om een filter te gebruiken [9]. In het referentiewerk wordt bewezen dat door toepassing van een eerste orde filter op zowel linker als rechterlid van de vergelijkingen van het gedaante

$$\Delta\boldsymbol{\tau}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) = V(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}})\mathbf{a} \quad (7.23)$$

omgezet wordt tot een nieuwe vergelijking

$$\mathbf{y}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = W(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\mathbf{a} \quad (7.24)$$

Waar y de gefilterde input en W de gefilterde observatiematrix genoemd worden. Aangezien beide leden van uitdrukking 7.23 gefilterd worden, blijft de gelijkheid bewaard. Er wordt dus een nieuwe, geldige relatie tussen 'bekenden' en 'onbekenden' gecreëerd, die nu onafhankelijk is van $\ddot{\mathbf{q}}$. Deze nieuwe relatie kan dus even goed als estimatiemodel gebruikt worden.

Het is belangrijk dat de gelijkheid bewaard blijft. Zo zou het rechterlid van uitdrukking 7.22 voor de krachtestimatie doen vermoeden dat deze geen filter vereist, daar er geen afhankelijkheid van de versnelling is. Het linkerlid vereist die echter wel. De gelijkheid zal dus niet meer opgaan mocht er enkel een filter op dit lid toegepast worden, waardoor de geldigheid van het model in het water valt.

Een eerste orde filter

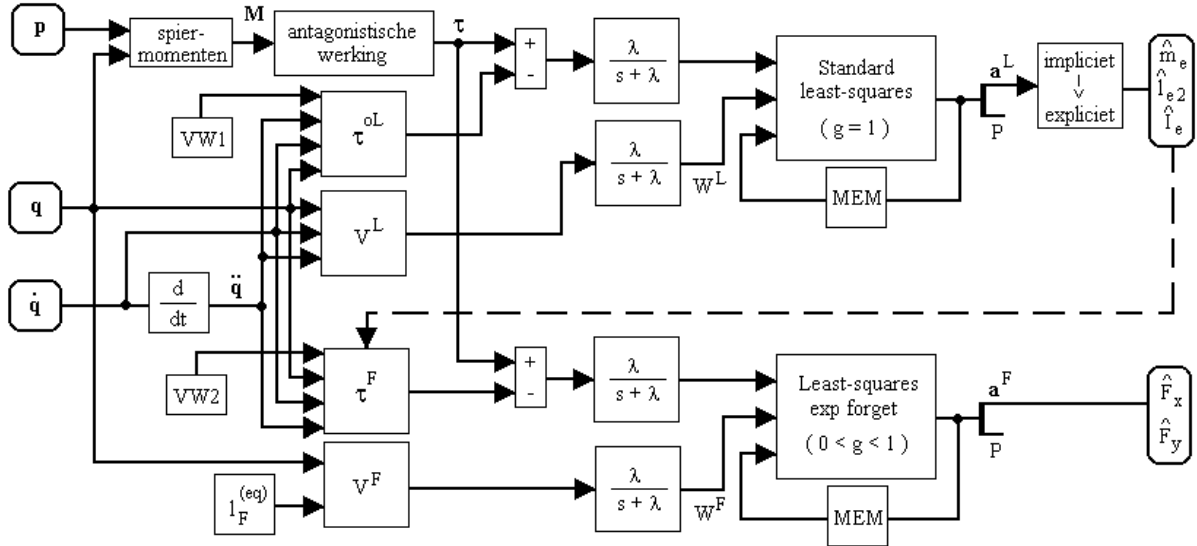
$$w(s) = \frac{\lambda}{s + \lambda} \quad (7.25)$$

moet toegepast worden (daar er geen verwarring met s (of \mathbf{s}) van de sliding mode controller mogelijk is, wordt s ook gewoon verder gehanteerd als zijnde de Laplace variabele). Over de keuze van de bandbreedte van de filter wordt zeer weinig informatie verschaft. Enkel wordt er gezegd dat deze groter dan de systeem bandbreedte dient gekozen te worden en kleiner dan de ruisbandbreedte.

In de praktijk zal als richtwaarde voor λ 10 Hz gekozen worden. Voor de menselijke interactie zal dit eigenlijk nog wat groot zijn. In de praktijk (trial and error) moet blijken welke een geschikte waarde zal zijn.

7.3 Implementatieschema.

Figuur 7.1 schetst de implementatie. De inputsignalen zijn de opgemeten spierdrukken, de hoeken en de hoeksnelheden. In de eerste fase (lastschatting) zullen de traagheidsparameters van de last de output zijn. Eens deze geschat zijn, dan kunnen de operatorkrachten geschat worden en als output aangeboden worden.



figuur 7.1: Implementatieschema van de sliding mode controller.

Ook hier zullen de drukken naar momenten omgerekend worden om de actuatorkoppels te kennen:

$$\tau = \begin{bmatrix} p_1 m_1 - p_2 m_2 \\ p_3 m_3 - p_4 m_4 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{7.26}$$

Aangezien de waarden van de werkelijke spierdrukken ingevuld worden (en er niet met de stelwaarden voor de kleppen gewerkt wordt), zal hier geen fout als gevolg van de insteltijd van de kleppen optreden (cfr. §6.4). De waarden van de koppelfunctie zullen met behulp van de hoeken uit de polynoom van deze functies benaderingen berekend worden (cfr. §6.4).

Voorts wordt er de versnellingen toch berekend door de snelheden af te leiden. Deze manier van werken lijkt immers de enige juiste methode. Om dit te verklaren wordt de bewijsvoering die aan de basis van de filterinvoering ligt toch even overgenomen:

Aangezien het steeds H (of voor de uitgewerkte implementatie: H^* of H^a) zal zijn die hoort bij \ddot{q} , zal het volstaan om aan te tonen dat de $H\ddot{q}$ -term onafhankelijk wordt van \ddot{q} . De filter toegepast op de $H\ddot{q}$ -term geeft in het continue tijdsdomein het volgende convolutieproduct:

$$\begin{aligned} \int_0^t w(t-r)H\ddot{q}dr &= [w(t-r)H\dot{q}]_0^t - \int_0^t \frac{d}{dr}(wH)\dot{q}dr \\ &= w(0)H(q)\dot{q} - w(0)H(q)\dot{q}(0) - \int_0^t (w(t-r)\dot{H}\dot{q} - \dot{w}(t-r)H\dot{q})dr \end{aligned} \tag{7.27}$$

Door toepassing van partiële integratie wordt hier aangetoond dat de \ddot{q} -afhankelijkheid verdwijnt.

Maar zoals uitdrukking 7.27 aantoont, blijven er wel termen in H staan. Zouden de versnellingen, daar ze niet op te meten zijn, gelijk gesteld worden aan nul in de termen van de estimatiemodellen, dan zou het net zijn of de H termen gewoon uit het model weggenomen worden. Gefilterd zou dit uiteraard nul opleveren. Dit is dus duidelijk verschillend met de uitkomst van uitdrukking 7.27. De onafhankelijkheid van \ddot{q} mag dus niet geïnterpreteerd worden alsof ze mag weggelaten worden.

In de figuur staan bovendien twee voorwaarden vermeld:

De eerste (VW1) die eist dat tijdens de lastschatting er geen operatorinteractie is, daar er in het daarvoor gebruikte model geen rekening wordt gehouden.

De voorwaarde die aan de krachtschatter (VW2) gekoppeld wordt, vereist dat de lastschatting afgelopen is en dat de geschatte waarden voor de traagheidsparameters nu als zijnde de werkelijke waarden gebruikt worden.

De estimatieblokken bieden zowel \mathbf{a} als P als output aan. Deze worden (één sampleperiode) onthouden (MEM). Ze zijn immers vereist bij om de schatting, behorende bij de volgende meting, mogelijk te maken (zie uitdrukking 7.2 of uitdrukking 7.5).

Dan blijft er nog één blok onbesproken: deze rekent de uitgang van de lastschatter om tot de eigenlijke traagheidsparameters (zie uitdrukking 7.15).

7.4 Simulatieresultaten.

Worden, net als in het vorige hoofdstuk, de methoden toegepast in samenwerking met het armmodel van hoofdstuk 5, dan kunnen de beschreven technieken geëvalueerd worden. De filterfrequentie wordt voor beide beschreven methoden gelijkgesteld aan 10 Hz .

7.4.1 Lastschatting.

Daar de estimatiemethode met de werkelijke spierdrukken werkt, de voorwaarde gesteld wordt dat er geen operatorkrachten mogen optreden en de lastparameters hier gezocht worden, zullen de modelonzekerheden gebruikt in het model voor de estimatiemethode zich beperken tot:

$$C_{stat} \quad C_{dyn} \quad \hat{m}_b \quad \hat{l}_{b2} \quad \hat{I}_b \quad \hat{m}_o \quad \hat{l}_{o2} \quad \hat{I}_o$$

De invloed van de niet gekende versnellingen wordt eveneens weg gefilterd.

Is er geen wrijving en zijn de schattingen perfect dan kunnen de parameters zeer snel en juist geschat worden, enige vereiste is dat de last een zekere beweging uitvoert (eventueel gewoon laten schommelen). Zou dit niet het geval zijn dan zijn de dynamische parameters onmogelijk te achterhalen. Er moet immers steeds een bron aan informatie zijn.

Wordt nu wel wrijving in de arm ondersteld, dan zal ook enkel het schommelen van de last niet langer voldoende zijn om toch een goede schatting te bekomen.

Stel nu dat (met f dezelfde definitie als voorheen, zie uitdrukking 6.24) ($kgms$)

$$\begin{aligned} m_e &= 2 & f &= 0,9 \\ l_{e2} &= 0,1 & C_{dyn} &= 0,4 \\ I_{e2} &= 0,02 & C_{stat} &= 0 \end{aligned}$$

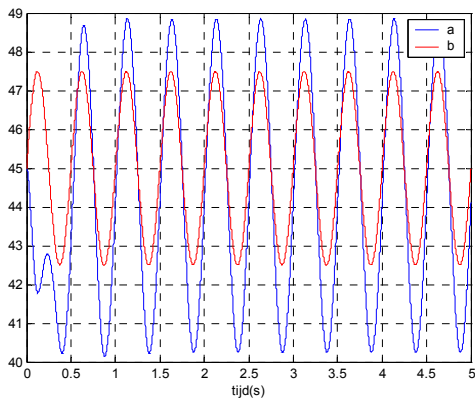
Dan zullen de volgende metingen aan tonen dat er met een geschikt excitatiesignaal toch zeer goed de parameters kan benaderen. Dit excitatiesignaal is essentieel voor de estimatie, zonder informatie kan er immers geen schatting gemaakt worden.

Een goede keuze lijkt:

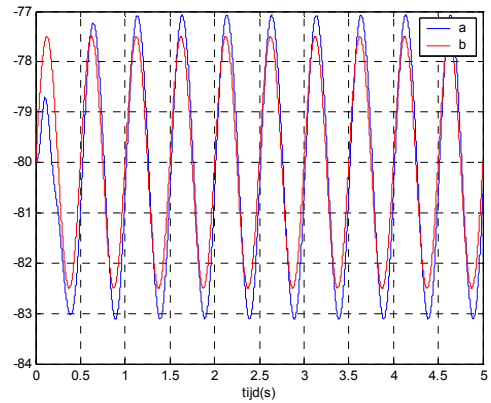
$$\begin{aligned} q_1^{stel} &= q_{1\text{huidig}} + 2,5^\circ \sin(4\pi t) \\ q_2^{stel} &= q_{2\text{huidig}} + 2,5^\circ \sin(4\pi t) \end{aligned}$$

De excitatieamplitude blijft klein, waardoor deze in praktijk ook haalbaar lijkt om voor de operatorinteractie snel uit te voeren. Door deze excitatie zal q_3 uiteraard ook gaan oscilleren. Met q_{huidig} wordt de positie bedoeld waarin de arm zich bevindt op het moment dat de last bevestigd wordt.

De positiecontrole wordt door de sliding mode controller verwezenlijkt, aangezien er nog geen schatting van de last beschikbaar is, kan deze dus ook daar nog niet gebruikt worden. Toch zal de controller zijn taak goed verwezenlijken enkel de gewenste amplitude kan niet opgelegd worden, de frequentie wel.

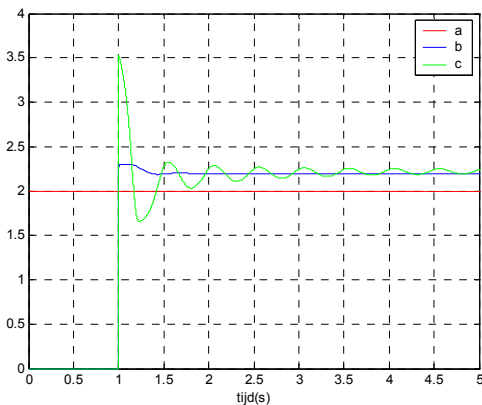


figuur 7.2 a: q_1 (°); b: q_1^{stel} (°)

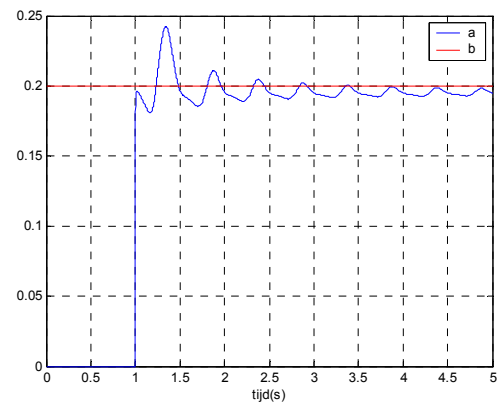


figuur 7.3: a: q_2 (°); b: q_2^{stel} (°)

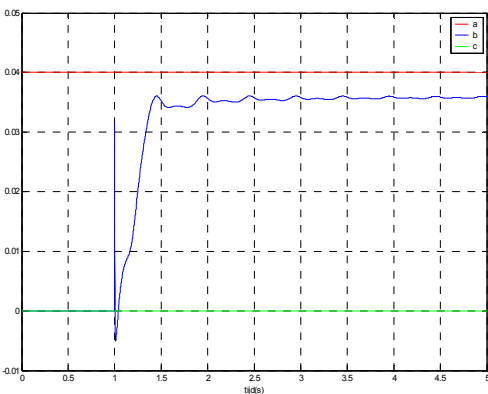
Wordt nu zowel de schatting op basis van het dynamische model (versnelling uit meting van de snelheid) als deze op basis van het statisch model (aan de snelheidsingang wordt nul opgelegd) uitgevoerd, dan kunnen beide vergeleken worden. Worden beide schattingen na verloop van één seconde opgestart, dan levert dit de volgende resultaten:



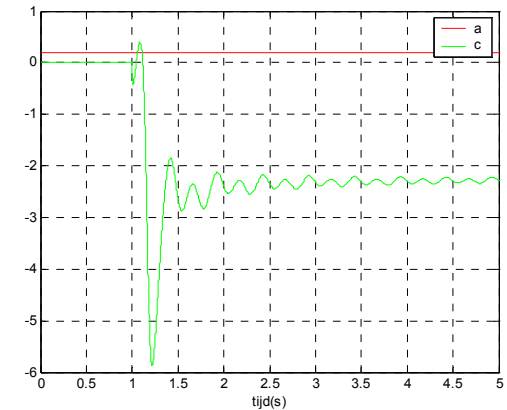
figuur 7.4: a: a_1 ; b: \hat{a}_1^{dyn} ; c: \hat{a}_1^{stat}



figuur 7.5: a: a_2 ; b: \hat{a}_2^{dyn}



figuur 7.6: a: a_3 ; b: \hat{a}_3^{dyn} ; c: \hat{a}_3^{stat}



figuur 7.7: a: a_2 ; c: \hat{a}_2^{stat}

Hieruit blijkt dat a_1 , de externe massa, goed geschat kan worden door beiden. Enkel zal de statische methode daar wat meer last mee hebben daar deze niet de informatie van de snelheid gebruikt en de oscillatie aan de input dus niet goed weet op te vangen. Dit uit zich in een schommeling rond de dynamisch ingeschatte waarde. Deze laatste wordt praktisch direct na het inschakelen van de schatter bereikt. Er treedt door de onzekerheden wel een zekere fout ten opzichte van de werkelijke waarde op. De twee andere parameters kunnen enkel door de dynamische inschatting bekomen worden, voor a_3 is dit evident. De versnelling is immers de enige bron van informatie voor deze term en daar nul als snelheid wordt opgedrukt voor de statische benadering, zal ook de versnelling nul zijn. Wat wel merkwaardig is, is dat de statische benadering er niet in slaagt a_2 in te schatten, deze bevat alleen m_e en l_{e2} , twee parameters die beide in het statische evenwicht een rol spelen.

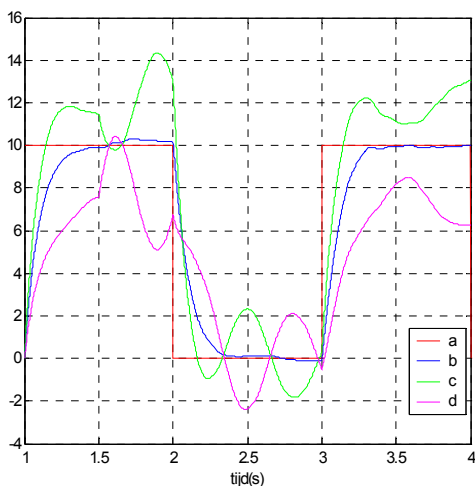
De beginvoorwaarden voor de recursieve formules blijken weinig belangrijk te zijn. Voor de technieken beschreven in Appendix 5, was een goede beginvoorwaarde wel een vereiste. Voor de beginvoorwaarde voor de P matrix werd een eenheidsmatrix gekozen. Voor de tijdsvariabele inschatting zal er geleidelijk aan geen rekening meer gehouden worden met metingen uit een verder verleden, de instellingen van de initiële parameters hebben na verloop van tijd dus totaal geen invloed meer op de resultaten.

7.4.2 Krachtschatting.

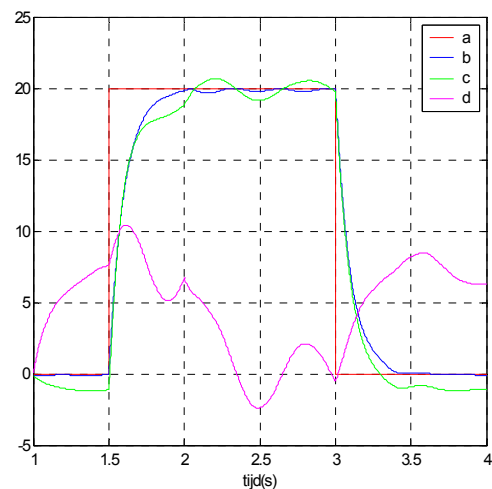
Voor deze inschatting moest er een zekere equivalente plaats van krachtingrijping voorgesteld worden, een foute voorspelling van deze waarde, kan nefaste gevolgen hebben voor de krachtschattingen. Om deze invloed te schetsen wordt er nu eerst ondersteld dat de werkelijke arm geen wrijving vertoont en de parameters van het model exact gekend zijn.

Stel dat $l_F = 0,1$ en de arm in een zekere vaste positie staat.

De eerste inschatting is deze waar $l_{Feq} = l_F$, de tweede deze voor $l_{Feq} = 0$ en de derde deze voor $l_{Feq} = 0,2$ is. De vergeetfactor g wordt gelijk aan $0,4$ gekozen, voor een perfect model mag deze in principe groter gekozen worden, om de parameters nog sneller in te schatten. Voor een onzeker model wordt deze best niet te klein gekozen, er zou dan immers te weinig informatie zijn om de modelonzekerheden min of meer uit te middelen, wat tot een sterke oscillatie van de schatting leidt.



figuur 7.8: a: F_x ; b: \hat{F}_x^1 ; c: \hat{F}_x^2 ; d: \hat{F}_x^3



figuur 7.9: a: F_y ; b: \hat{F}_y^1 ; c: \hat{F}_y^2 ; d: \hat{F}_y^3

De eerste methode slaagt erin de kracht perfect in te schatten, de vergeetfactor kan in principe nog verkleind worden om de reactietijd te verbeteren. De andere methoden lijken minder goed. De tweede inschatting is beter dan de derde schatting. Toch werden er ook resultaten bekomen waar dit net omgekeerd was.

Hier wordt dus nog eens bevestigd dat de schatting van de methode slechts goed bruikbaar wordt als l_F goed gekend is. In de praktijk zou er dan geopteerd kunnen worden om de last te begeleiden door de arm op het uiteinde vast te nemen. Zo gaat de doelstelling, die eist dat de operator de last vasthoudt, wel verloren.

Voor de volgende meting gelden de volgende voorwaarden (*kgms*):

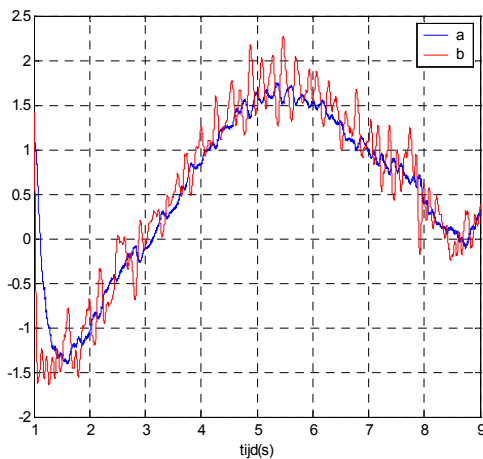
$$\begin{aligned}
 m_e &= 2 & f &= 1,2 \\
 l_{e2} &= 0,1 & C_{dyn} &= 0,4 \\
 I_{e2} &= 0,02 & C_{stat} &= 0
 \end{aligned}$$

$$q_1^{stel} : 60^\circ + 30^\circ \sin\left(\frac{\pi}{8}t - \frac{\pi}{8}\right) \quad q_2^{stel} : -80^\circ - 40^\circ \sin\left(\frac{\pi}{8}t - \frac{\pi}{8}\right)$$

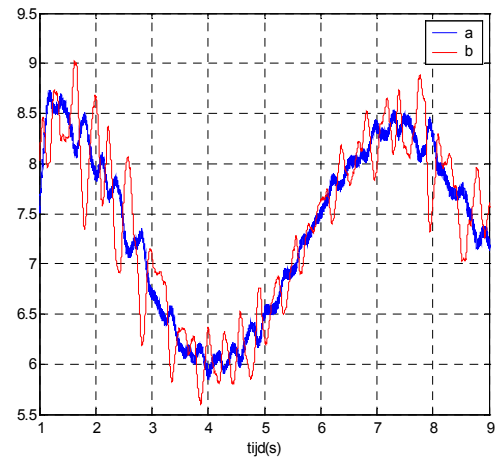
$$F_x : -20 \sin\left(\frac{\pi}{4}t - \frac{\pi}{4}\right) \quad F_y : 10 \sin\left(\frac{\pi}{3}t - \frac{\pi}{3}\right) \quad l_F = l_{Feq} = 0$$

De vergeetfactor g wordt gelijk aan 0,4 gekozen en bovendien wordt bij de uitgangen van de arm een aanzienlijk ruisniveau bijgeteld (randomnumber binnen zekere grenzen voor elk nieuw sampletijdstip (=1ms in simulatie)): $0,2^\circ$ voor de hoeken en $0,004 \text{ rad/s}$ bij de snelheden.

De schatting wordt dan door de statische en de dynamische methode uitgevoerd en onderstaande grafieken tonen de afwijking van de schatting met de werkelijke waarde van de krachten.



figuur 7.10: a: $F_x - \hat{F}_x^{dyn}$; b: $F_x - \hat{F}_x^{stat}$



figuur 7.11: a: $F_y - \hat{F}_y^{dyn}$; b: $F_y - \hat{F}_y^{stat}$

De x -component wordt goed ingeschat, de y -component vertoont wel een zekere constante offset. Daar deze afwijking constant is, zal het signaal wel de informatie van de krachtverandering herbergen.

De uitmiddellingsprocedure slaagt erin de ruis weg te werken. De oscillatie van de statische schatting is immers veel lager frequent en is net zoals dit eerder al werd benadrukt een gevolg van de onzekerheid

die de statische benadering met zich meebrengt. De statische benadering is op de oscillatie na wel gelijklopend aan de dynamische. Deze figuren illustreren eveneens het nut van de gefilterde estimatiemodellen. Daar de versnelling bekomen wordt door de snelheid numeriek af te leiden, zou de invoer van een ruissignaal zoals dat hogerop gedefinieerd werd, tot oneindige pieken in de versnelling moeten leiden. Enkel in figuur 7.11 is er daarvan nog een minieme invloed vast te stellen (de schatting lijkt wel een zekere brede band). Om deze nog verder te beperken kan de filterfrequentie nog kleiner dan 10Hz gekozen worden.

7.5 Besluit.

De beschreven methoden uit dit hoofdstuk zijn in alle opzichten beter dan de eerder gebruikte en voorgestelde parameterschattingstechnieken (zie §7.1.3).

De schatting zal nu steeds het resultaat zijn van een uitmiddeling van meerdere beschikbare meetgegevens. Meetruis wordt op die manier uitgemiddeld.

Door het invoeren van een vergeetfactor kunnen eveneens tijdsvariabele parameters geschat worden. De invoering van het gefilterde estimatiemodel zorgt bovendien voor de onafhankelijkheid van de versnellingen, deze zijn in de praktijk immers (voorlopig) niet op te meten.

De discrete implementatiemethode (uitdrukking 7.2) lijkt beter te werken dan de andere implementatiemethoden (zie Appendix 5). Daarom werd voor deze geopteerd. Deze kan bovendien rechtstreeks in de stuursoftware toegepast worden.

De simulatieresultaten tonen aan dat de performantie van de schatter afhangt van de onzekerheden die het model introduceert.

De krachtschatting blijft onzeker, het werkelijke ingrijppunt van de krachten is immers onbekend en het zal ook niet uit de schatting volgen. Er zal dus zelf een voorstel gedaan moeten worden. Hierdoor zullen er slechts 'equivalente' krachten bepaald kunnen worden.

Hoofdstuk 8

Assistentietaak.

8.1 Inleiding.

Voor de eigenlijke assistentietaak moet de arm aangestuurd worden aan de hand van de inwerkende operatorkrachten. In [1] werd er voorgesteld om de coördinaten van het TCP steeds als volgt aan te passen:

$$\begin{aligned}x(t+T) &= x(t) + E \cos(\theta) \\y(t+T) &= y(t) + E \sin(\theta)\end{aligned}\tag{8.1}$$

waar

$$\theta = \operatorname{tg}\left(\frac{\Delta F_x}{\Delta F_y}\right)\tag{8.2}$$

Hier zijn ΔF_x en ΔF_y de verandering, ten opzichte van de vorige sampleperiode, van de geschatte operatorkrachten. Het is dus duidelijk dat de arm zal bewegen in de richting van de resulterende operatorkracht, waardoor de interactie tussen arm en operator mogelijk wordt. E werd als de gevoeligheidsfactor omschreven en deze bepaalt de reactie van de arm. E is een constante factor en een zelfde $\Delta F_x/\Delta F_y$ -verhouding, zou dan eenzelfde armreactie uitlokken, hoewel F_x en F_y eigenlijk een factor tien zouden kunnen verschillen. Dit zal dus duidelijk geen geslaagde interactie tussen arm en operator opleveren. Wordt E daarentegen evenredig met de grote van de resulterende kracht gekozen, dan zou de operator al veel meer voeling en bewegingsvrijheid krijgen, grote krachten zouden dan immers grote verplaatsingen tot gevolg hebben.

Maar zoals verder zal blijken is deze manier van werken eigenlijk vervat in een veel algemener besturingsprincipe, namelijk de impedantiesturing.

8.2 Impedantie/admittantiecontrole.

8.2.1 Het principe.

Toepassingen waar er interactie is tussen de omgeving en een robotarm vereisen een aangepaste sturing om de gewenste taak te verwezenlijken. De impedantiesturing biedt deze mogelijkheid. De idee achter deze sturing is een massa-veer-demper relatie te bekomen tussen de carthesische positie \mathbf{x} ($= [x \ y]^T$) van het 'tool center point' van de robot en de door de robot uitgeoefende carthesische kracht \mathbf{F} ($= [F_x \ F_y]^T$):

$$\mathbf{F} = M\Delta\ddot{\mathbf{x}} + B\Delta\dot{\mathbf{x}} + K\Delta\mathbf{x} \quad \text{met} \quad \Delta\mathbf{x} = \mathbf{x}_o - \mathbf{x} \quad (8.3)$$

M , B en K zijn positief definitieve matrices die respectievelijk de virtuele inertie, demping en stijfheid van het systeem voorstellen. \mathbf{x}_o is het rustpunt van de virtuele veer. Met deze methode wordt er dus een relatie tussen \mathbf{F} en \mathbf{x} verkregen. Dit is duidelijk een andere werkwijze dan controllers die ofwel alleen de positie ofwel alleen de kracht regelen.

Door deze sturing te implementeren wordt bij de operator die met de arm interageert (= krachten uitoefen op de arm) de indruk gewekt dat hij een zekere massa draagt, een zekere demping ondervindt tijdens verplaatsingen van de arm en een zekere terugroepkracht gewaar wordt voor posities die afwijken van het rustpunt van de veer. Voor de assistentietask zou de ideale sturing deze zijn waar de operator een lichtere massa gewaar wordt dan deze die aan de arm bevestigd is. Maar voorlopig wordt de M term niet beschouwd, deze vereist immers de versnellingen en deze informatie is niet beschikbaar. Uitdrukking 8.3 wordt dus

$$\mathbf{F} = B\Delta\dot{\mathbf{x}} + K\Delta\mathbf{x} \quad \text{of} \quad \mathbf{F} = (B_s + K)\Delta\mathbf{x} \quad (8.4)$$

Toch zal blijken dat deze uitdrukking ook benut kan worden om de assistentie te verwezenlijken.

Er moet nu duidelijk het onderscheid gemaakt worden tussen de situatie waar de arm krachten zal uitoefen omdat $\Delta\mathbf{x}$ verschillend is van nul (impedantiecontrole: $\Delta\mathbf{x} \Rightarrow \mathbf{F}$) en de situatie waar er krachten op de arm worden uitgeoefend dewelke zullen resulteren in een toestandverandering van de arm (admittantiecontrole: $\mathbf{F} \Rightarrow \Delta\mathbf{x}$). Dit onderscheid wordt in de literatuur dikwijls door elkaar gehaald, waardoor er verwarring kan ontstaan.

De fysische betekenis, voeling kan het best toegelicht worden door even de interactie met een veer voor te stellen (1 vrijheidsgraad). Bij aanvang bevindt het uiteinde van de veer zich in zijn rustpositie ($x = x_o$).

Stel dat dit uiteinde vastgepind is aan een onverplaatsbare hindernis en dat er gevraagd wordt om de veer een zekere kracht op die hindernis te laten uitoefenen. Dit kan dan verwezenlijkt worden door het rustpunt van de veer op een nieuwe positie te plaatsen. De kracht die door de veer op de hindernis wordt ontwikkeld is naar dit nieuwe rustpunt gericht. Wordt de kracht niet langer geëist, dan moet het rustpunt terug naar zijn oorspronkelijke positie gebracht worden. *Of kort:* om een andere kracht op een voorwerp (waaraan het uiteinde van de veer wordt bevestigd is) uit te oefenen, moet het rustpunt van de veer verlegd worden (=impedantieprincipe).

Stel nu dat de veer een vrij uiteinde heeft en dat er aan dit uiteinde getrokken wordt. Het uiteinde zal dan verplaatst worden, waardoor Δx groter wordt en de veerkracht dus toeneemt. De operator wordt deze tegenwerkende kracht gewaar: hij ondervindt dat om de veer steeds verder uit te rekken er steeds grotere krachten op de veer zullen moeten uitgeoefend worden. Oefent de operator geen kracht meer

uit, dan zal de veer terugkeren naar zijn rustpositie. *Of kort:* wordt er een kracht op het eindpunt van de veer uitgeoefend, dan zal het eindpunt verlegd worden (=admittantieprincipe).

Door de positie te vervangen door de snelheid, zal dezelfde redenering gelden voor een demper. De rustpositie wordt een zekere referentiesnelheid. Om de demper krachten te laten uitoefenen op een zeker voorwerp dat aan de initiële referentiesnelheid beweegt, moet er een nieuwe referentiesnelheid ingesteld worden. Worden er krachten op de demper uitgeoefend, dan zal de snelheid (van het uiteinde) afwijken van de referentiesnelheid. Voor beide gevallen blijft er, na het wegvallen van de krachten, een positieverschuiving bewaard.

In de literatuur wordt er veelal geen onderscheidt gemaakt tussen beide benamingen en wordt er algemeen over de impedantiecontrole gesproken.

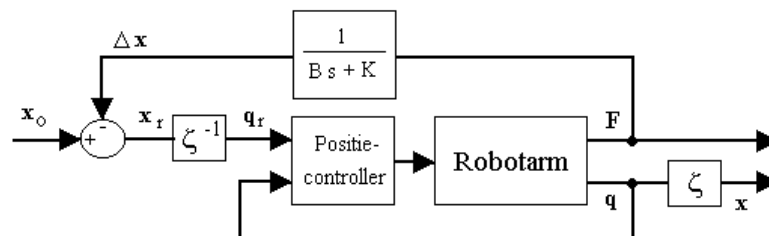
8.2.2 Implementatie.

Er bestaan vele toepassingsvarianten van deze methode.

De methode beschreven in [12] lijkt de meest eenvoudige, doch performante methode. Eenvoudig omdat de robotarm naast een krachtsensor enkel van een positiecontroller voorzien moet zijn. De uitrusting blijft dus zeer eenvoudig. Bovendien zal deze zowel als impedantie- en admittantiecontroller gebruikt kunnen worden.

Andere methoden combineren een krachtcontroller of een koppelcontroller met een positiecontroller, maar dan wordt de uitrusting snel complex [13].

De eenvoudige methode zal overgenomen worden. Het implementatieschema van deze methode wordt in figuur 8.2 weergegeven.



figuur 8.2: Impedantiecontroleschema.

De ζ -blokken omschrijven enkel de omzetting van de hoekcoördinaten naar de carthesische coördinaten. Worden deze voorlopig even weggedacht, dan is \mathbf{x}_r de stelwaarde voor de controller en \mathbf{x} de te regelen uitgang van de robotarm.

Stel dat de arm ongehinderd kan bewegen, dan zal de arm geen krachten uitoefenen en dus is $\Delta \mathbf{x}$ nul. \mathbf{x}_r is dan gelijk aan \mathbf{x}_0 en de controller is gewoon een positiecontroller, met stelwaarde \mathbf{x}_0 .

Zal de arm nu echter in zijn beweging gehinderd worden, dan zal de gewenste \mathbf{x}_0 niet bereikt kunnen worden. De positiecontroller laat de stuurkoppels van de arm toch nog toenemen daar in eerste instantie \mathbf{x} niet gelijk is aan \mathbf{x}_r . Door de toenemende stuurkoppels zal de arm een zekere kracht op de hindernis uitoefenen en $\Delta \mathbf{x}$ is dus niet langer nul. De kracht zal verder opgebouwd worden tot het ogenblik dat $\mathbf{x}_d - \Delta \mathbf{x}$ ($= \mathbf{x}_r$) wel gelijk is aan \mathbf{x} . De $\Delta \mathbf{x}$ -term moet dus zodanig zijn dat \mathbf{x}_r wel gelijk is aan \mathbf{x} en de positiecontroller dus tevreden is. Of met andere woorden: de kracht compenseert de fout die door de 'globale' positiecontroller ($\mathbf{x}_0 \rightarrow \mathbf{x}$) niet kan weggeregeld worden. Door de omzetting van

\mathbf{F} naar $\Delta\mathbf{x}$ met behulp van de impedantieterm zal de arm dus een kracht uitoefenen die aan het gedrag van de impedantie voldoet. Wel zal het gewenste gedrag dan pas bekomen worden als $\mathbf{x} = \mathbf{x}_r$ en een goede positiecontroller is dus vereist. Het lijkt of er enkel met \mathbf{x} gewerkt wordt, maar \mathbf{x} bevat uiteraard ook de informatie $\dot{\mathbf{x}}$ en via de impedantie zal dus ook de afwijking met de voorgestelde snelheid van \mathbf{x}_0 tot een gewenst armgedrag, namelijk een zekere demping gedefinieerd door B , leiden.

Deze methode implementeert dus eigenlijk de impedantiecontroller ($\Delta\mathbf{x} \Rightarrow \mathbf{F}$) door de admittantiecontrole ($\mathbf{F} \Rightarrow \Delta\mathbf{x}$) toe te passen.

Deze methode laat bijgevolg toe om zowel de impedantie- als de admittantiecontrole te implementeren:

door \mathbf{x}_0 aan te passen, kan de arm een zekere kracht ontwikkelen
($\Delta\mathbf{x} \neq 0$ door \mathbf{x}_0 aan te passen)

door een zekere kracht 'op de arm' uit te oefenen kan de arm bewegen
($\Delta\mathbf{x} \neq 0$ door \mathbf{x} te verplaatsen)

Moet een zekere kracht \mathbf{F}^* door de arm uitgeoefend worden, dan moet \mathbf{x}_0 als volgt gekozen worden:

$$\mathbf{x}_0 = \frac{\mathbf{F}^*}{Bs + K} + \mathbf{x} \quad (8.5)$$

Wordt deze kracht bereikt, dan zal $\mathbf{x}_r = \mathbf{x}$ en zal de positieregelaar dus geen verdere actie ondernemen. Voorwaarde is hier wel dat er een hindernis is waar de kracht op uitgeoefend kan worden. In de vrije ruimte is $\mathbf{F} = 0$ en dus zal $\mathbf{x}_r = \mathbf{x} + \mathbf{F}^*/(Bs+K)$. Daar \mathbf{x} dus in \mathbf{x}_r zit zal de positiecontroller nooit aan \mathbf{x} gelijk kunnen stellen aan \mathbf{x}_r , er zal een blijvende beweging zijn.

Wordt er een zekere kracht \mathbf{F}^* op de arm uitgeoefend, dan oefent de arm een gelijke maar tegengestelde kracht uit, met andere woorden: $\mathbf{F} = -\mathbf{F}^*$ en bijgevolg zal om het gewenste gedrag van de arm te bekomen

$$\mathbf{x} = \frac{\mathbf{F}^*}{Bs + K} + \mathbf{x}_0 \quad (8.6)$$

moeten zijn. Dit zal door de regelaar in figuur 8.2 nagestreefd worden (positiecontroller streeft immers $\mathbf{x} = \mathbf{x}_r$ na).

Voor de krachtdefinitie die reeds in heel het werk consequent gebruikt werd, zal voor de y -component van de kracht ook hier weer een min teken geplaatst moeten worden. Wordt de arm naar beneden getrokken, dan is de kracht positief, maar de gewenste verplaatsing is negatief.

Er wordt duidelijk benadrukt dat \mathbf{F}^* in uitdrukking een uitgeoefende operatorkracht is. Zou er bijvoorbeeld toch voor een krachtsensor geopteerd worden, dan zou deze ook de zwaartekracht van de bevestigde last opmeten. Het is uiteraard niet gewenst dat deze een positieverandering teweeg brengt. Voor de implementatie zou uitdrukking \mathbf{F}^* in uitdrukking 8.6 dan vervangen moeten worden door $\mathbf{F} - \mathbf{F}^{\text{last}}$, waar \mathbf{F} de kracht is die door de sensor wordt opgemeten, als zijnde de totale kracht die op de arm wordt uitgeoefend. Is deze gelijk aan \mathbf{F}^{last} dan zal er geen reactie volgen, zo word de inwerkende operatorkracht opnieuw onafhankelijk van de bevestigde last.

Wordt de kracht uit de estimatiemethode geschat en bekomt men dus een ‘equivalente kracht’, dan zal het vooropgestelde gedrag niet verwezenlijkt kunnen worden. De werkelijke krachten zijn immers verschillend van deze ingeschatte krachten en het zijn deze laatste die zullen dienen voor de admittantiecontrole. In dit opzicht lijkt het dus om het contact operator-arm toch in het TCP te verwezelijken. Dan hoeft de estimatie immers niet met ‘equivalente krachten’ te werken.

Voor de assistentietaak is de admittantiecontrole de aangewezen methode. Door het uitoefenen van een zekere kracht kan de arm bewogen worden. De armreactie zal enkel afhangen van de gekozen K en B matrix en dus onafhankelijk van de bevestigde last zijn. Door het juiste gedrag te kiezen, kan de last verplaatst worden door krachten uit te oefenen die veel kleiner zijn dan de krachten die nodig zouden zijn om de last zonder assistentie te verplaatsen. Op het eerste zicht lijkt de K-term voor het verplaatsen van lasten onbruikbaar: deze zou immers als er geen kracht wordt uitgeoefend de last terug naar \mathbf{x}_0 brengen. De dempingsinvloed (B) daarentegen zal éénmaal de last in een zekere positie gebracht werd en er geen krachten meer worden uitgeoefend zijn positie bewaren (op voorwaarde dat \mathbf{x}_0 een constante is en $\dot{\mathbf{x}}_0$ dus nul is).

De K-term mag echter niet zomaar afgeschreven worden, deze zal immers belangrijk zijn om een zekere intuïtieve voeling aan de operator tijdens de interactie te geven. De gewaarwording van een terugroepkracht voor te grote verplaatsingen kan een zekere veiligheid in bouwen. Misschien kan deze ook belangrijk worden om de arm terug een zekere soepelheid te geven, deze zal immers door een (ideale) positiecontroller verloren gaan. \mathbf{x}_0 hoeft bovendien geen vast punt in het werkdomein te zijn, als deze altijd iets van het TCP van de arm ligt dan zal de operator tijdens de interactie altijd deze terugroepkracht als constant gewaar worden.

De keuze van het gedrag zal van de beoogde toepassing afhangen. Het volgende voorbeeld toont de diversiteit van de controller: hangt een zwaar werktuig via een robotarm aan het plafond op, dan kan het werktuig door de operator naar de werktafel gebracht worden door het die richting uit te trekken. Voor deze taak is er enkel demping geëist, het werktuig moet als het losgelaten wordt immers boven de tafel blijven hangen. Is er dan voor een zekere bewerking een zekere kracht op de tafel vereist, dan kan deze kracht gerealiseerd worden door het rustpunt van de veer (wel K) op een gepaste positie onder de werktafel te leggen. Moet het werktuig achteraf teruggeplaatst worden, dan lijkt de terugroepkracht van de veer, met het rustpunt gelegen in de rustpositie van de arm (tegen het plafond), ook geschikt. De operator kan dan, door een zekere tegenkracht uit te oefenen, het werktuig begeleiden in zijn beweging. Dit principe waar een last zich zelf positioneert is enkel een optie als de te bereiken positie gekend is.

Om toch een zekere voeling met de last te bewaren kunnen K en B ingesteld worden evenredig met de lastmassa (die als ze niet gekend is wel geschat kan worden). Op die manier zullen er grotere krachten nodig zijn om een zwaardere last te verplaatsen, waardoor de operator ondervindt dat hij een grotere last aan het versjouwen is.

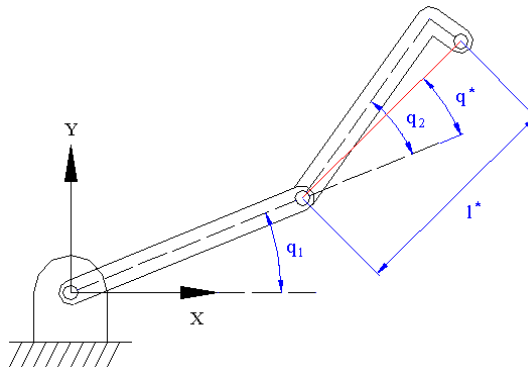
8.2.3 Inverse kinematica.

Voorheen werd er steeds met carthesische coördinaten gewerkt. De arm moet uiteraard aangestuurd worden door stelwaarden voor de hoeken en dus zal \mathbf{x}_r moeten omgerekend worden tot de hoeken die het TCP in \mathbf{x}_r zullen brengen. De opgemeten hoeken moeten voor de controle niet omgerekend worden tot carthesische coördinaten, maar om de bovenstaande methode te kunnen evalueren zal dit wel gewenst zijn.

De voorwaartse kinematica ζ (de omzetting van de hoekcoördinaten (robotcoördinaten) naar de cartesische coördinaten) is evident:

$$\begin{aligned} x &= l_{b1} \cos(q_1) + l_{o1} \cos(q_1 + q_2) + l_{o3} \sin(q_1 + q_2) \\ y &= l_{b1} \sin(q_1) + l_{o1} \sin(q_1 + q_2) - l_{o3} \cos(q_1 + q_2) \end{aligned} \quad (8.7)$$

De inverse kinematica ζ^{-1} ligt minder voor de hand. De voorkeur gaat uit naar een analytische oplossing, deze zal immers steeds de juiste oplossing garanderen. Voor de tweeledige arm is deze oplossing relatief eenvoudig terug te vinden [14]. Maar deze is enkel geldig voor een tweeledige arm waarvan het TCP op de lengteas van de onderarm ligt ($l_{o3} = 0$). Mits een kleine tussenstap is deze echter ook bruikbaar in het geval dat l_{o3} niet nul is.



figuur 8.3: Definities die de link leggen met een arm waarvoor geldt dat l_{o3} nul is.

Worden er twee nieuwe robotparameters gedefinieerd, namelijk q^* en l^* (zie figuur 8.3) dan kan de uitgewerkte methode toch gebruikt worden. De oplossing in het werkdomein (uitdrukking 4.1 en uitdrukking 5.10) volgens deze methode is dan:

$$\begin{aligned} c^* &= \cos(q^*) = \frac{x^2 + y^2 - l_{b1}^2 - l^{*2}}{2l_{b1}l^*} & s^* &= \sin(q^*) = -\sqrt{1 - c^{*2}} \\ q^* &= \text{atan2}(s^*, c^*) \\ q_1 &= \text{atan2}\left(-l^* s^* x + (l_{b1} + l^* c^*)y, (l_{b1} + l^* s^*)x + l^* s^* y\right) \end{aligned} \quad (8.8)$$

In het werkdomein zal s^* steeds negatief zijn, vandaar het minteken. De functie $\text{atan2}(y, x)$ berekent de arcangens van y/x , rekening houdend met de tekens van x en y om de hoek in het juiste kwadrant te kunnen plaatsen.

Uitdrukking 8.8 geeft de juiste oplossing voor q_1 en q^* . Op voorwaarde dat (x, y) in het bereik van de arm ligt. Dit zal voldaan zijn als

$$\left| \frac{x^2 + y^2 - l_{b1}^2 - l^{*2}}{2l_{b1}l^*} \right| \leq 1 \quad (8.9)$$

q_2 kan dan uit q^* berekend worden:

$$q_2 = q^* + \text{atan}(l_{o3}/l_{o1}) \quad (8.10)$$

Bovendien werd hierboven de oplossing gegeven voor het werkdomein ($s^* < 0$), dus moet er ook nagegaan worden of q_1 en q_2 wel degelijk in het werkdomein liggen. Anders zal de oplossing ook niet geldig zijn.

Er wordt hier nog even benadrukt dat het *TCP* het te positioneren punt is. De krachten worden van gelid tot gelid doorgegeven (scharnieren), dus zal een kracht op de last ($l_{e2} \neq 0$) ook in het *TCP* optreden en door het *TCP* te verplaatsen zal het gewenste gedrag bekomen worden. Onafhankelijk van de hoekverdraaiing van q_3 die de kracht teweeg brengt. (Voor de impedantiecontrole gaat dit niet op, er kan onmogelijk door een ongeactueerd gelid een zekere kracht ontwikkeld worden.)

8.3 Globaal ‘assistentietaak’-schema.

Daar dit schema een combinatie is van de implementatieschema’s uit de vorige hoofdstukken (figuur 6.4 en figuur 7.1) en figuur 8.2, zou er geen nieuwe informatie bijgedragen worden.

Daarom wordt op de volgende pagina het volledige *Simulink* schema weergegeven. Al de verschillende blokken zijn daarin terug te vinden.

8.4 Simulatiere resultaten.

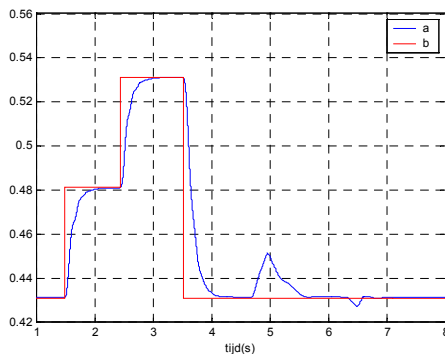
Voor de visualisatie van enkele resultaten werd er vanuit gegaan dat de optredende krachten perfect gekend zijn. Zouden deze met de estimator geschat worden dan zou dit immers meer informatie over de schatter geven dan over de admittantiecontrole.

Het rustpunt van de veer werd op een vaste positie gelegd, die ongeveer in het midden van het werkingsgebied gekozen werd. Aan de arm hangt een last van 3 kg , deze speelt totaal geen rol in de rol voor de interactie arm-operator.

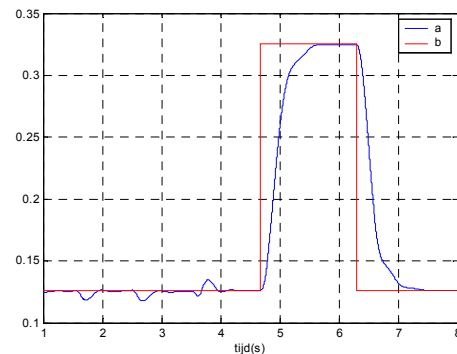
Voor de eerste metingen werden de volgende matrices ingesteld:

$$K = \begin{bmatrix} 200 & N/m & 0 \\ 0 & 50 & N/m \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

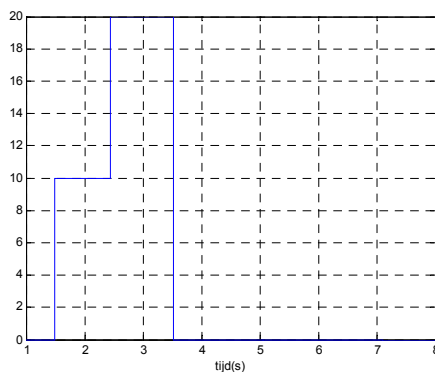
Zo zal voor de x -richting een kracht van 1 N tot een verplaatsing van 5 mm leiden. Voor de y -richting leidt een kracht van 1 N tot een verplaatsing van 20 mm . Figuren 8.4 tot 8.7 bevestigen dit. Na het wegvallen van de krachten keert de arm terug naar de uitgangspositie. Figuur 8.4 toont eveneens dat een grotere kracht tot een grotere verplaatsing zal leiden. Daar, voor de y -component een kleinere veerconstante wordt opgelegd, zal een even grote kracht in de x en de y richting tot de grootste verplaatsingen voor y leiden. De verandering van een kracht brengt ook een klein onevenwicht voor de andere component met zich mee, dit is een gevolg van de positiecontrole.



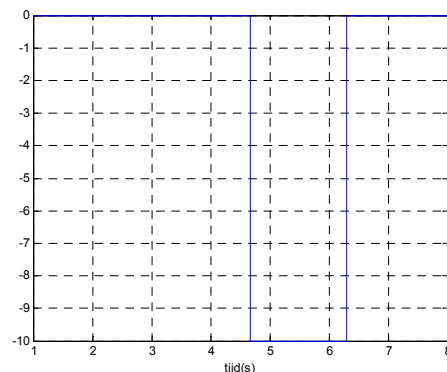
figuur 8.4: $a: x_{TCP}(m)$; $b: x_{TCP}^{stel}(m)$



figuur 8.5: $a: y_{TCP}(m)$; $b: y_{TCP}^{stel}(m)$



figuur 8.6: $F_x(N)$

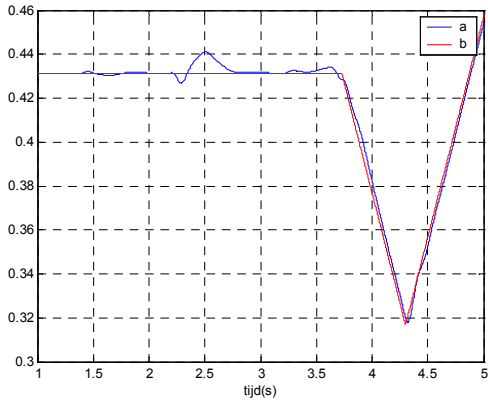


figuur 8.7: $F_y(N)$

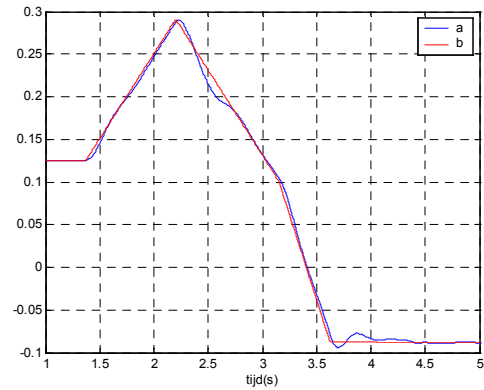
Wordt de dempingsinvloed besproken, dan kunnen de matrices als volgt gekozen worden:

$$K = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 50 \text{ Ns/m} & 0 \\ 0 & 200 \text{ Ns/m} \end{bmatrix}$$

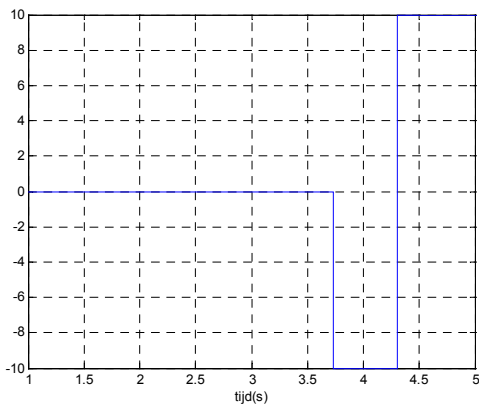
Zo zal voor de x -richting een kracht van 1 N tot een snelheid van 20 mm/s leiden. Voor de y -richting leidt een kracht van 1 N tot een snelheid van 5 mm/s . Figuren 8.4 tot 8.7 bevestigen dit. Een constante kracht uit zich in een helling evenredig met deze kracht (een constante snelheid), de evenredigheidsfactor is de opgelegde demping. Figuren 8.8 tot 8.11 tonen de resultaten.



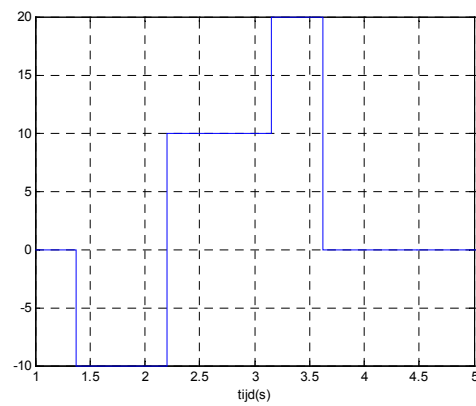
figuur 8.8: $a: x_{TCP} (m)$; $b: x_{TCP}^{stel} (m)$



figuur 8.9: $y_{TCP} (m)$; $b: y_{TCP}^{stel} (m)$



figuur 8.10: $F_x (N)$



figuur 8.11: $F_y (N)$

8.5 Besluit.

De beschreven methode lijkt een geschikte methode om de assistentietaak te verwezenlijken. De keuze van de K en B term, of een combinatie ervan zal volgen uit het gewenste gedrag, de reactie is dan onafhankelijk van de uitwendige last. Worden deze termen bovendien afhankelijk gemaakt van de (ingeschatte) last, dan zal de voeling met de eigenlijke last bewaard blijven.

De sturing waar het rustpunt ook een variërende positie krijgt zal zeker ook verder onderzocht moeten worden, deze lijkt een geschikte manier om ten alle tijden de indruk van een zekere terugkracht op te wekken, waardoor de operator alert blijft.

In de toekomst zal er onderzocht moeten worden hoe deze sturing zal interageren met de soepelheid die inherent is aan het gebruik van de spieren. Daarvoor zal er een stabiliteitsanalyse uitgevoerd moeten worden waaruit haalbare winsttermen voor de matrices zullen blijken.

Deze toepassing lijkt zeer geschikt om p_m in de sturing te betrekken, deze zal dan immers de stijfheid van de arm regelen.

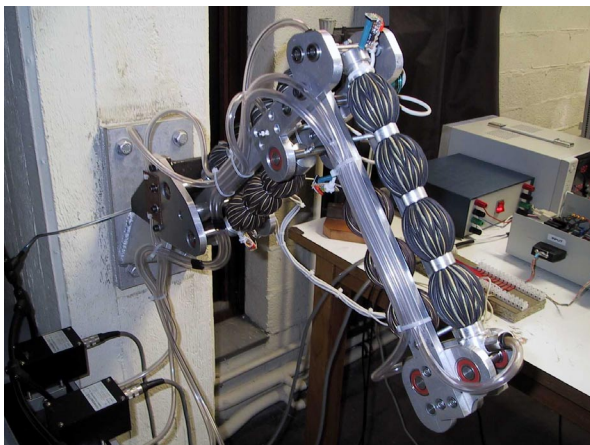
Dit hoofdstuk sluit een reeks van vier theoretische hoofdstukken af. Samen brachten ze de impedantie(admittantie)controle tot stand. Er zal zeker nog verder onderzoek in de richting vereist zijn om tot implementaties te komen.

Hoofdstuk 9

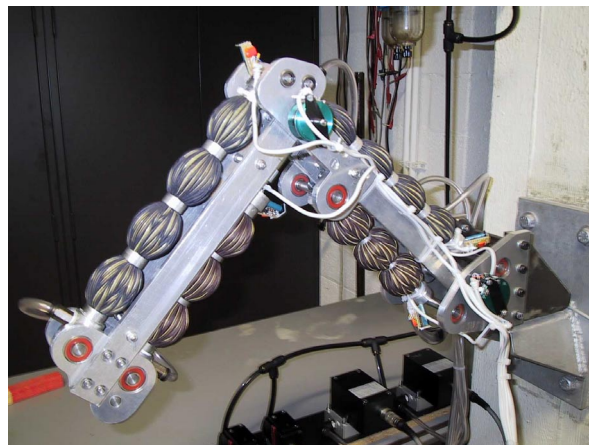
De praktische realisatie.

9.1 De opstelling.

De verschillende delen werden vervaardigd en samengebouwd tot de volledige armconstructie. De bevestiging van de spieren vergt speciale aandacht, zodat de voorgeschreven contracties van de spieren een feit is. (zie hoofdstuk 4.) Pneumatische voedingsdarmen van de spieren en sensorsaansluitkabels werden langsheen de arm gelegd, zodat deze de armbewegingen niet hinderen. Onderstaande figuren tonen het resultaat.



figuur 9.1: Rechterzijaanzicht robot.



figuur 9.2: Linkerzijaanzicht robot.

Maar de opstelling is uiteraard meer dan de armconstructie alleen. Hieronder worden de gebruikte componenten kort toegelicht, de datasheets van componenten die in *Appendix 1* nog niet aan bod kwamen worden in *Appendix 7* gebundeld.

Potentiometers meten de hoeken α (CPP-45B) en β (CPP-35B) op. De kalibratie, waarmee de omzetting meetsignaal naar hoekwaarde wordt bedoeld, werd verwezenlijkt door de robotarm in wel gekende posities te plaatsen en het bijhorende sensorsignalen te noteren. Hieruit kon dan de omzettingsformule berekend worden.

Druksensoren moeten informatie verschaffen over de werkelijk heersende druk in de spieren. De Honeywell absolute druksensoren worden gebruikt. Zoals eerder vermeld moet het sensorsignaal wel versterkt worden. De eerder gebruikte instrumentatieversterker (opamps (LM324) en weerstanden) genereerde (voor de nieuwe meetresolutie) een onaanvaardbaar ruisniveau. Daarom werd van dit

principe afgeweken en een in één chip geïntegreerde instrumentatieversterker gebruikt (AD623). Dit leidde tot een goede inlezing en een compacte sensor.

Uiteraard treedt wederom het kalibratieprobleem op. De kalibratieprocedure die in hoofdstuk 3 werd voorgesteld is echter niet langer te verkiezen. De druksensor zou immers achtereenvolgens op elke spier aangesloten moeten worden, waardoor de kalibratie een complexe handeling zou worden. Samen met het meetsignaal bij atmosferische druk, zal het meetsignaal bij een zekere referentiedruk tot de omzettingsformule leiden. De referentiedruk wordt gedefinieerd door een zekere vaste drukwaarde, dewelke, door het afsnijden van de 7 bar voedingsdruk naar de kleppen (kleppen: zie verder), als voedingsdruk zal dienen. De kleppen moeten dan zodanig aangestuurd worden dat de referentievoedingsdruk in de spieren wordt ingesteld. Deze drukwaarde wordt bekomen door na de hoofdvoeding van de perslucht een regelaarkraan te plaatsen die, door ze in een vaste positie te laten staan, steeds dezelfde druk zal geven. De referentiedruk werd, zover de middelen het toelieten, ingesteld op 2 bar.

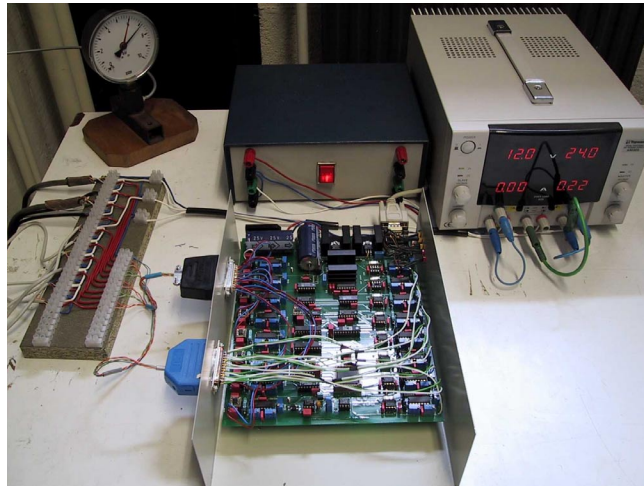
Kleppen moeten de drukken in de spieren regelen. Voor de bovenste spieren (*spier 1* en *spier 3*) worden de Kolvenbach kleppen gebruikt. De Tecno kleppen voeden de onderste spieren (*spier 2* en *spier 4*). Deze laatste kleppen hebben tragere insteltijden en worden daarom op de ‘ondersteunende’ spieren geplaatst. De ‘dragende’ spieren zijn crucialer voor het armgedrag en worden daarom met de snellere Kolenbach kleppen gevoed. Toch bleek er een probleem met deze Kolvenbach kleppen. De standaardinstellingen van de interne PID-regelaar slaagden er niet in de spier naar behoren aan te sturen. Een kloppend geluid van de kleppen, een duidelijk aanvoelbare drukoscillatie in de pneumatische darmen en een aanzienlijk ruisniveau in de drukmetingen deden zich voor. Vooral bij grote voedingsdrukken is het verschijnsel zeer aandrukkelijk aanwezig en dit niet alleen bij drukevoluties, maar ook in steady-state toestand. De lange pneumatische darm die naar de spieren leidt, lijkt daarin een belangrijke rol te spelen. De klep regelt immers de druk aan de hand van een interne druksensor die de druk aan de uitgang van de klep meet. Deze waarde is echter niet de meest representatieve waarde voor de heersende druk in de spieren. Een zekere drukverschil (nauwkeurigheid) van de druk in de spieren ten opzichte van de druk aan de uitgang van de klep zal hoogst waarschijnlijk de oorzaak van de oscillerende regelactie zijn, waardoor de drukgolven in de darmen en de spieren zich nog sterker zullen uiten. Door de winsttermen van de regelaars terug te schroeven wordt dit verschijnsel opgevangen, dit wel ten nadele van de insteltijd.

Voor de kleppen werd eveneens een kalibratieprocedure uitgewerkt. Daar de omzettingsformule van de druksensoren gekend is, kunnen er twee stuursignalen gelinkt worden met de heersende druk, waardoor de omzettingsformule gekend is.

Voor de *stuurcontrole* wordt de kaart, ontwikkeld door Michaël Van Damme, gebruikt. Deze zorgt voor de datatransport tussen PC en armconstructie (meet- en stuursignalen). Het werkingsprincipe wordt in *Appendix 8* toegelicht. Deze zorgt voor een aanzienlijk betere meet- en stuurresolutie. Bovendien wordt de communicatie continu opgevolgd, zodat optredende fouten gedetecteerd kunnen worden. De eigenlijke stuurtaak wordt in de PC vastgelegd. Daar de oude PC (Pentium I) vervangen werd door een nieuwe (AMD Duron: 1,8 GHz) zal rekentijd niet langer een probleem zijn. Userinteracties beïnvloeden de communicatie praktisch niet. Door de ontwikkelde userinterface (zie eveneens *Appendix 8*) kan de arm eenvoudig aangestuurd worden.

Buiten het gebruik van de geïntegreerde instrumentatieversterker werden er geen verdere ruisvoorzorgen genomen. Het ruisniveau is nu reeds zeer beperkt (slechts 3 van de 4096 beschikbare bits): voor de potentiometers kan er tot op 0,035° nauwkeurig ingelezen worden, het druksignaal kan

tot op $0,003 \text{ bar}$ ingelezen worden. Hoewel slechts de helft van de range van de converters gebruikt wordt, zal er, daar er nu reeds 3 bits ruisexcitatie is, voorlopig nog geen gebruik gemaakt worden van de gain-offset schakelingen. In de toekomst kan er, nu de schakeling min of meer vastligt, een geschikte printplaat ontworpen worden. De aansluitingen van de sensoren en kleppen, met elektronische kaart enerzijds en een externe voeding anderzijds, kunnen dan verbeterd worden, waardoor het ruisniveau zeker nog beperkt kan worden. Wordt er bovendien beroep gedaan op afgeschermd kabels, dan zal het zeker haalbaar zijn om de full scale van de converters wel optimaal te benutten. Figuur 9.3 toont de volledige stuelelektronica: centraal staat de elektronische kaart, met daarboven twee externe voedingsbronnen en links op de figuur staat het plaatje dat de aansluiting verzekerd.



figuur 9.3: Stuelelektronica.

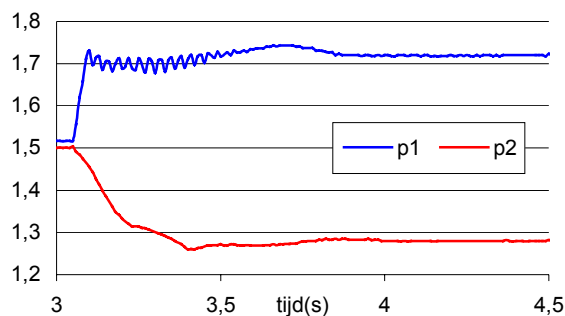
Daar de opstelling volledig werkklaar gemaakt werd en de userinterface een eenvoudige sturing toelaat, kunnen de eerste metingen verricht worden. Een selectie ervan wordt beschreven in de volgende paragrafen.

9.2 Performantie van de kleppen en reactie van het systeem.

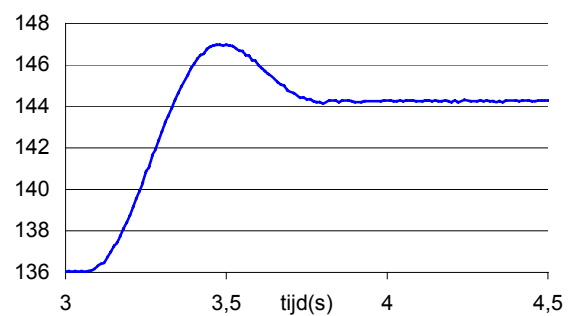
Zoals reeds vermeld werd, zijn de klepinstellingen van de Kolvenbach kleppen gewijzigd (*spier 1* en *spier 2*). In onderstaande metingen wordt de arm aangestuurd door de Δp -aanpak, de gemiddelde drukken werden gelijk gekozen aan 1,5 bar. De arm is onbelast en de twee geleidingen worden elk afzonderlijk aangestuurd: wordt Δp^α verandert dan blijft Δp^β gelijk aan nul en omgekeerd. Daar de belasting enkel bepaald wordt door het eigengewicht, zal de variatie van één hoek de belastingstoestand niet danig wijzigen, waardoor er gesteld kan worden dat de andere hoek min of meer constant is. Bij de variatie van Δp^α blijft β ongeveer 100° en voor de variatie van Δp^β is α ongeveer 140° .

9.2.1 Bovenarm.

Aan Δp^α wordt op $t = 3$ s een positieve stap van 0,2 bar opgelegd. De onderstaande figuren geven de bijhorende drukevolutie (figuur 9.4) en armgedrag (figuur 9.5). Het verloop van p1 toont duidelijk de klepinstelling die op de rand van het kloppend (oscillerend) gedrag balanceert. De reactietijd blijft daardoor goed, maar een echte steady state waarde wordt pas na 750 ms bekomen. Bij een continue drukvariatie zal de stijgtijd belangrijk zijn en de bekomen instelling lijkt dan wel geschikt. De Tecno kleppen reageren veel trager. De hoek α varieert als gevolg van de drukstap ongeveer 8° en vertoont een overshoot van ongeveer 3° .

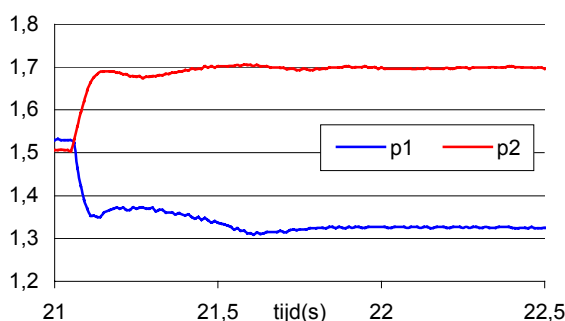


figuur 9.4: Drukstapantwoord voor $\Delta p^\alpha > 0$, $p_{(1)(2)}$ (bar).

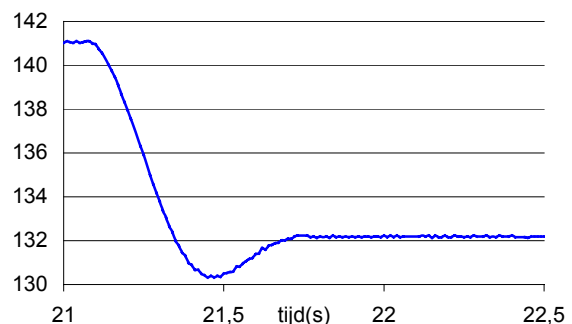


figuur 9.5: Positiestapantwoord voor $\Delta p^\alpha > 0$, α ($^\circ$).

De resultaten voor een gelijkaardige negatieve drukstap ingezet op $t = 21$ s worden in figuren 9.6 en 9.7 gegeven.



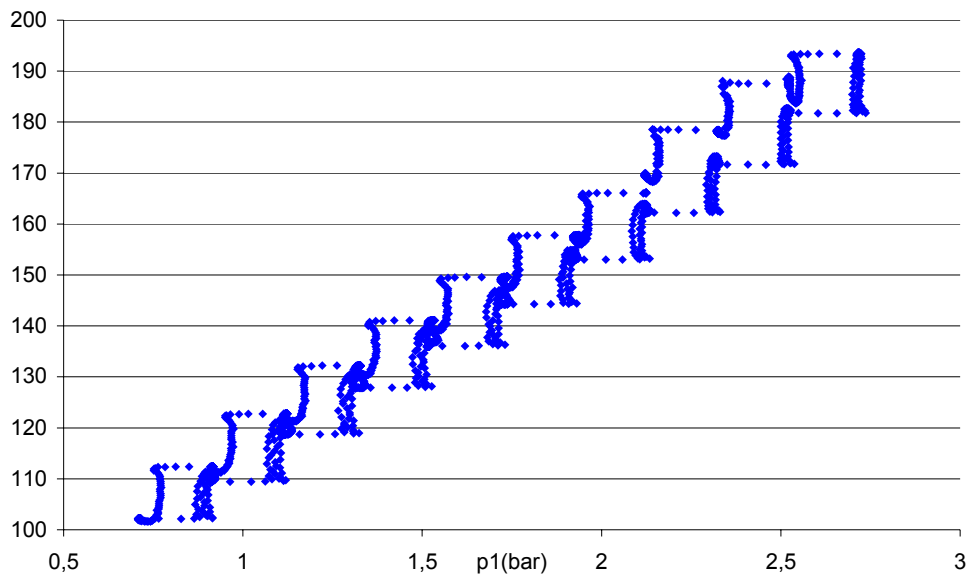
figuur 9.6: Drukstapantwoord voor $\Delta p^\alpha < 0$, $p_{(1)(2)}$ (bar).



figuur 9.7: Positiestapantwoord voor $\Delta p^\alpha < 0$, α ($^\circ$).

De druk evolutie van p_1 is minder grillig, de drukgradiënt die de drukval bepaald is nu immers kleiner en de vulling dus lager (cfr. §3.3.2). Dit doet besluiten dat het niet zozeer de invloed van de lange pneumatische darm is die het oscillerende gedrag veroorzaakt, maar dat het grote doorstroomdebiet van de klep (550 l/min voor drukval van 6 bar) gewoon niet geschikt is om kleine volumes, zoals de spieren, onder druk te zetten. De situatie is vergelijkbaar met de vulling van een drankbekertje met een brandweerslang. Ook de eerder gedane vaststelling dat het verschijnsel verergert met toenemende voedingsdruk bevestigt deze denkpiste. Misschien moet in de toekomst de voedingsdruk van de Kolvenbach kleppen kleiner gekozen worden om performanter te zijn. De Tecno klep (p_3) echter vereist wel een grote voedingsdruk, daar dit de stijgtijd ten goede zal komen.

Bovenstaande metingen zijn een selectie uit een globale meting waar de stelwaarde voor Δp^α om de $1,5 \text{ s } 0,2 \text{ bar}$ wordt aangepast: beginnend bij 0 bar eerst stijgend tot $1,2 \text{ bar}$ en dan dalend tot $-0,8 \text{ bar}$ om vervolgens terug naar 0 bar te gaan. De globale meting wordt in de onderstaande figuur in het p_1 - α -vlak voorgesteld. Hoewel deze figuur zowel de dynamische overgangen ook vat, is er toch ook weer een duidelijk hysteresis aanwezig. Deze kan het best aangetoond worden dat een drukdaling (bovenste karakteristiek) en een drukstijging (onderste karakteristiek) voor een zelfde beginwaarde van p_1 duidelijk een hoekoffset vertonen.

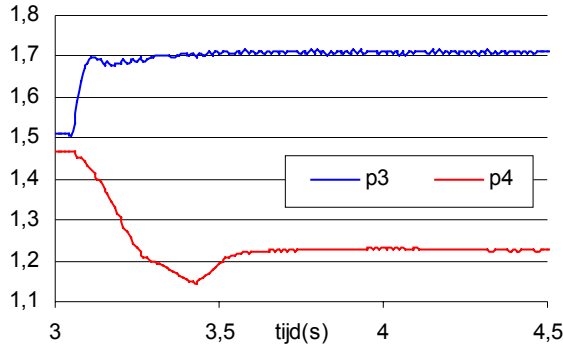


figuur 9.8: Volledige proef in het p_1 - α -vlak, α ($^\circ$).

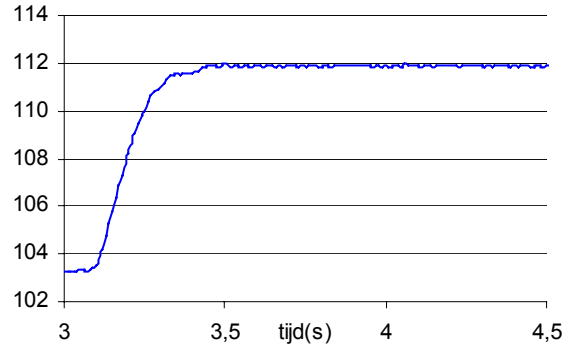
De ogenschijnlijke constante hoek bij een variërende druk illustreert de tijdsvertraging van de armreactie op een drukvariatie (zie ook figuren 9.4 tot 9.7). Figuur 9.8 werd om die reden voorgesteld als de verzameling van alle meetpunten; daaruit is af te leiden dat deze drie sampleperioden (30 ms) duurt, wat aanzienlijk lang is.

9.2.2 Onderarm.

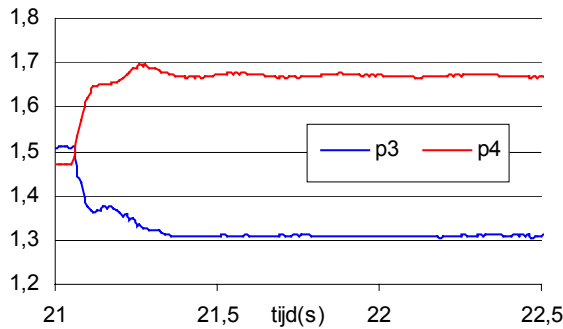
Vergelijkbare metingen werden ook voor de onderarm uitgevoerd en de figuren worden hieronder weergegeven.



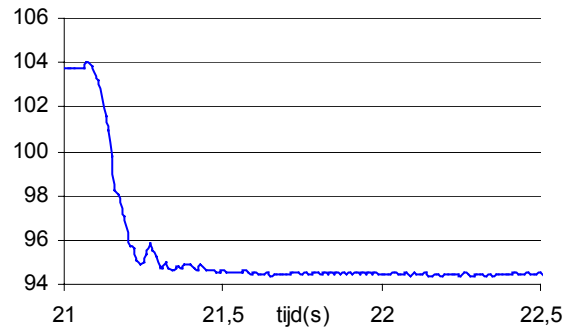
figuur 9.9: Drukstapantwoord voor $\Delta p^\beta > 0$, $p_{(3)(4)}$ (bar).



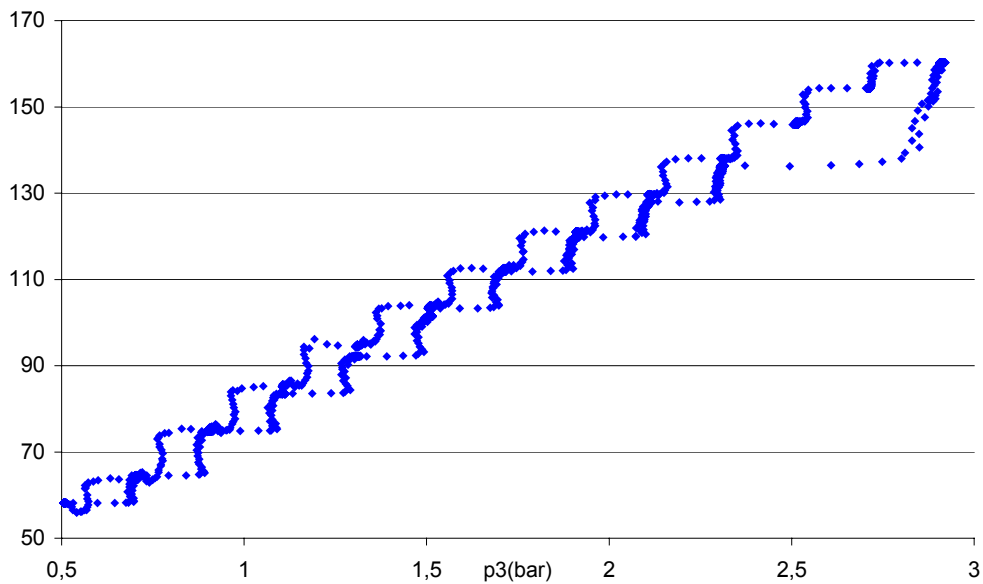
figuur 9.10: Positiestapantwoord voor $\Delta p^\beta > 0$, β (°).



figuur 9.11: Drukstapantwoord voor $\Delta p^\beta < 0$, $p_{(3)(4)}$ (bar).



figuur 9.12: Positiestapantwoord voor $\Delta p^\beta > 0$, β (°).



figuur 9.13: Volledige proef in het p_3 - β -vlak, β (°).

Op figuur 9.9 valt onmiddellijk op dat de instelling voor klep 3 (p_3) blijkbaar beter geslaagd is. Een vergelijkbaar stapantwoord was voor klep 1 onmogelijk te bekomen. Dit maakt de problematiek van het oscillatieverschijnsel er niet makkelijker op: de voedingsdruk voor deze klep is gelijk aan deze van klep 1, de pneumatische darm naar *spier 3* is langer dan deze naar *spier 1*.

Een ander vaststelling is dat de hoek geen overshoot vertoont.

De globale meting gebeurt analoog aan deze voorheen: vertrekkend van $\Delta p^\beta = 0$ bar wordt er nu tot 1,4 bar gestegen en vervolgens tot -1 bar gedaald om daarna naar 0 bar terug te keren. Enkel voor één stap was het voorgeschreven verloop duidelijk niet goed geprogrammeerd, waardoor er een drukstijging van 2,4 naar 2,9 bar optreedt.

9.3 Dimensieloze spankrachtfuncties en bijhorende koppelfuncties.

Uit de bekomen meetresultaten kan er in de andere richting gerekend worden: uitgaande van de bekomen hoeken wordt er nagegaan welke Δp het model zou vereisen om het statische momentenevenwicht te waarborgen of in formulevorm:

$$\Delta p^\alpha = \frac{\tau_{S1}^{last} + \tau_{S1}^{eigengewicht} - p_m(m_1 - m_2)}{m_1 + m_2}$$

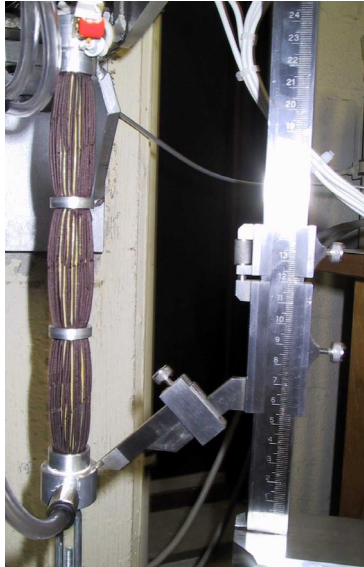
$$\Delta p^\beta = \frac{\tau_{S2}^{last} + \tau_{S2}^{eigengewicht} - p_m(m_3 - m_4)}{m_3 + m_4}$$
(9.1)

De koppelfunctie (spieren met R/l -verhouding van 0,15) en de traagheidsparameters uit hoofdstuk 4 worden daartoe gebruikt. De resultaten bleken sterk van de metingen af te wijken: blijkbaar lagen de werkelijk ontwikkelde actuator koppels gestadig lager dan deze van het model.

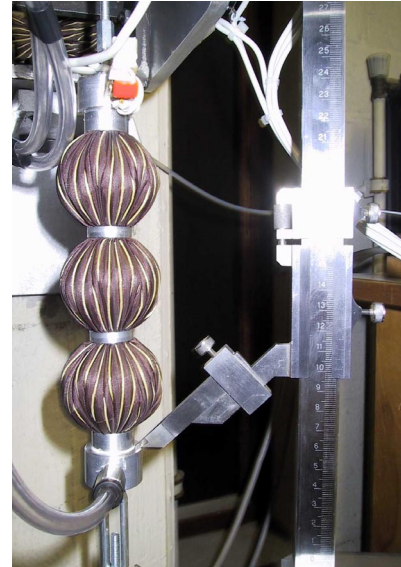
De ingeschatte traagheidsparameter konden onmogelijk voor de bekomen afwijking instaan. Er werd immers berekend dat deze anders een factor twee fout zouden zijn ingeschat, wat niet realistisch is. Ook de afwijking van de drukken, die door de kalibratie kan geïntroduceerd worden als de refentiedruk niet juist ingesteld is, zal niet zulk een fout kunnen introduceren. De koppelfuncties komen echter in de noemer van uitdrukking 9.1 voor en een kleine afwijking zou dan wel het bekomen drukverschil kunnen verklaren. Daarom werden de spieren en de koppelfuncties van naderbij onderzocht.

9.3.1 De spankrachtfunctie opmeten.

Voor de verschillende spieren werd de spiersamentrekking voor een zekere belasting en bij een zeker heersende spierdruk opgemeten op de volgende manier: een vaste belasting werd aan de spier bevestigd, de druk werd met kleine stappen verhoogd en de spiersamentrekking werd voor elk nieuw evenwicht opgemeten. De meetopstelling en het meetprincipe worden getoond in de onderstaand figuren. Figuur 9.14 toont de meting van de beginlengte en figuur 9.15 toont de meting van een zekere samengetrokken toestand. De schuifmaat werd op een driepikkel vast gemaakt, zo werd een betrouwbare meting mogelijk. De gebruikte belastingen bedroegen 19,775 en 39,590 kg. Uit de spiersamentrekkingen kan dan uitdrukking 2.1 berekend worden.

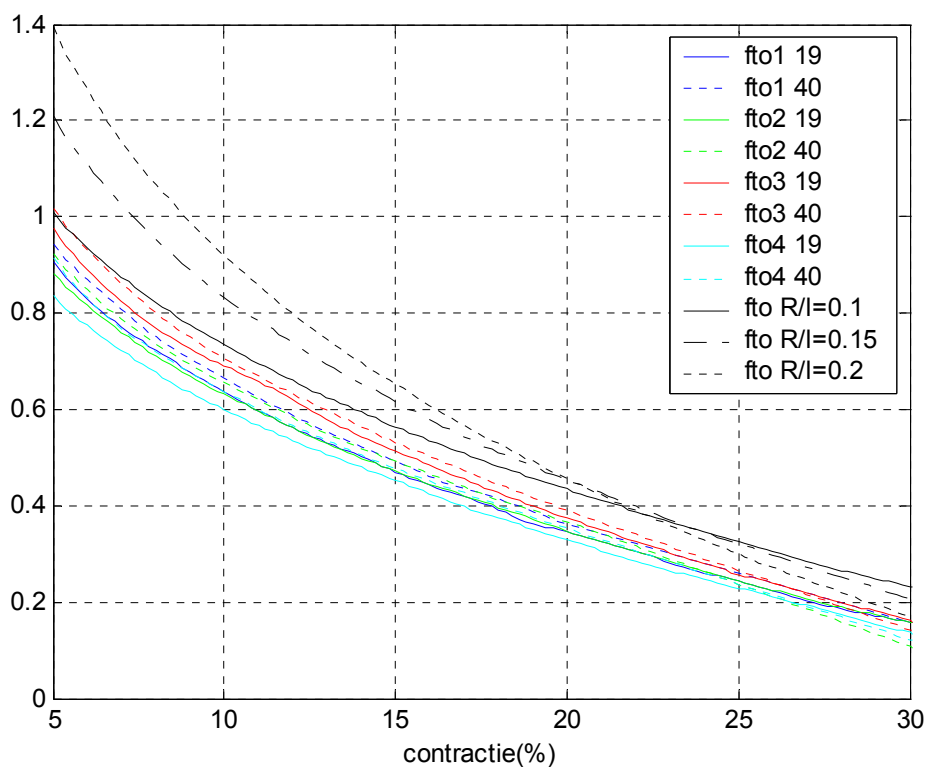


figuur 9.14: Opmeten beginlengte.



figuur 9.15: Opmeten van de spiersamentrekking.

De bekomen resultaten worden in de onderstaande grafiek weergegeven, ook de theoretische spankrachtfuncties zijn hierin verwerkt. Om het onderscheid duidelijk aan te tonen wordt het resultatenoverzicht tot het werkdomein van de spieren beperkt en dan is er nog een aanzienlijke figuur nodig om de verschillende lijnen te kunnen onderscheiden.

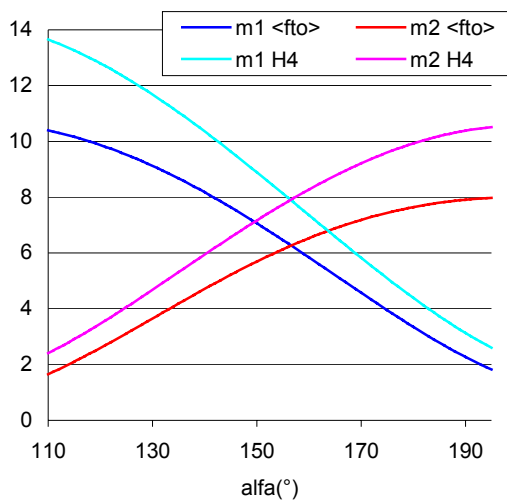


figuur 9.16: Experimenteel bepaalde spankrachtfuncties, f_{to} ().

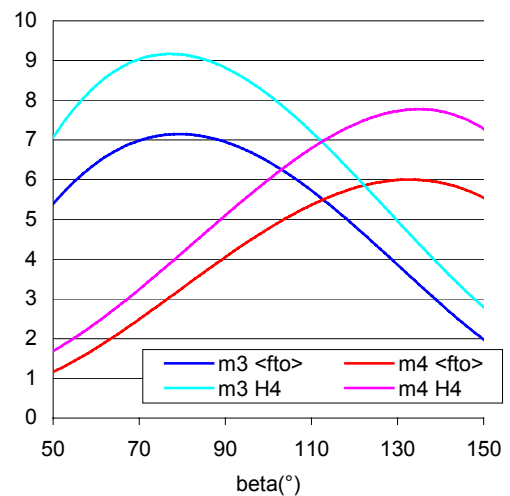
Los van de onderlinge verschillen is er een duidelijk verschil met de theoretische functies. Ook de R/l -verhouding die in de praktijk bereikt wordt ($\approx 0,125$) komt niet in de buurt.

Voor elke spier apart blijken de twee verschillende lasten tot verschillende spankrachtfuncties te leiden. Dit wordt verklaard, daar de spier bij de opmeting van de beginlengte voor een zwaardere last, net iets langer wordt uitgetrokken. Deze meting wordt vervolgens gebruikt om uit de spijsamentrekking dan de contractie de spier te bepalen (uitdrukking 2.2), waardoor een klein verschil in beginlengte heel de meting zal beïnvloeden.

Hoewel figuur 9.16 ook een onderling verschil tussen de verschillende spieren aangeeft, zal er toch geopteerd worden om voorlopig één algemene spankrachtfunctie uit te drukken. Deze wordt gelijk gekozen aan het gemiddelde van de acht karakteristieken. Deze zal in figuur 9.21 terug te vinden zijn. Uit deze spankrachtfunctie kunnen dan de koppelfuncties berekend worden, net zoals deze in hoofdstuk 4 voor de theoretische spankrachtfunctie werden uitgewerkt. Figuur 9.17 toont de resultaten en plaatst deze naast de koppelfuncties van hoofdstuk 4.



figuur 9.17: Koppelfuncties, $m_{(1)(2)}$ (Nm/bar).



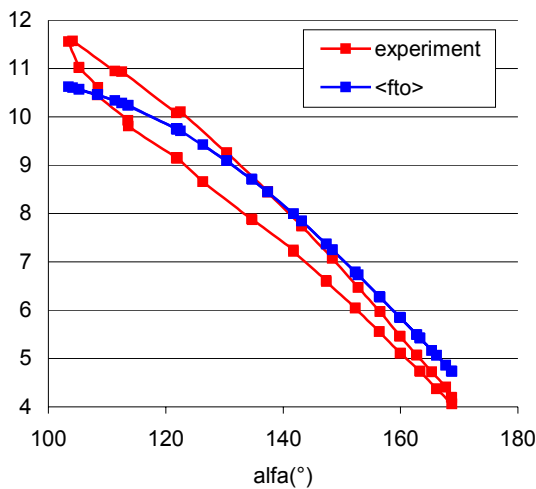
figuur 9.18: Koppelfuncties, $m_{(3)(4)}$ (Nm/bar).

Het eerder vermoeden dat de spieren overschat werden wordt dus bevestigd. Dit heeft een belangrijk gevolg voor de richtwaarden van de maximale belasting die in hoofdstuk 4 werden opgesteld. De werkelijke belasting zal slechts 70% van die waarden mogen zijn.

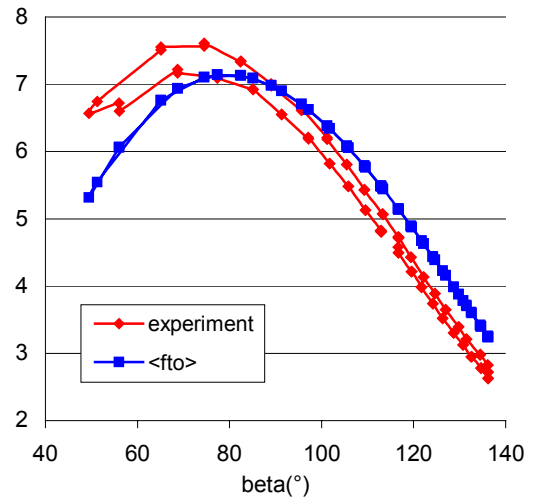
9.3.2 De koppelfunctie opmeten.

Er werd eveneens getracht om de koppelfuncties rechtstreeks uit metingen op de armconstructie af te leiden. Daarvoor werden *spier 3* en *spier 4* uit de opstelling gehaald, zodat enkel m_1 en m_2 als onbekenden in de twee momentenevenwichten overblijven. Voorts werd de arm belast met 2,593 kg. Zo zal de fout ten gevolge van een foute inschatting van de traagheidsparameters een minder belangrijke invloed hebben.

Vervolgens wordt dan eerst Δp^α in stappen aangestuurd met het oog om het hele bereik in het werkdomein te vatten (vertrekkende van een waarde en ook terugkerend naar die waarde). Daarna wordt hetzelfde gedaan voor β . Voor α is het wel niet haalbaar om verder dan 180° te gaan, de spier kan dan immers niet terugkeren naar de kleinere hoeken daar ze nu in druk belast wordt. Figuur 9.19 en 9.20 tonen de resultaten.



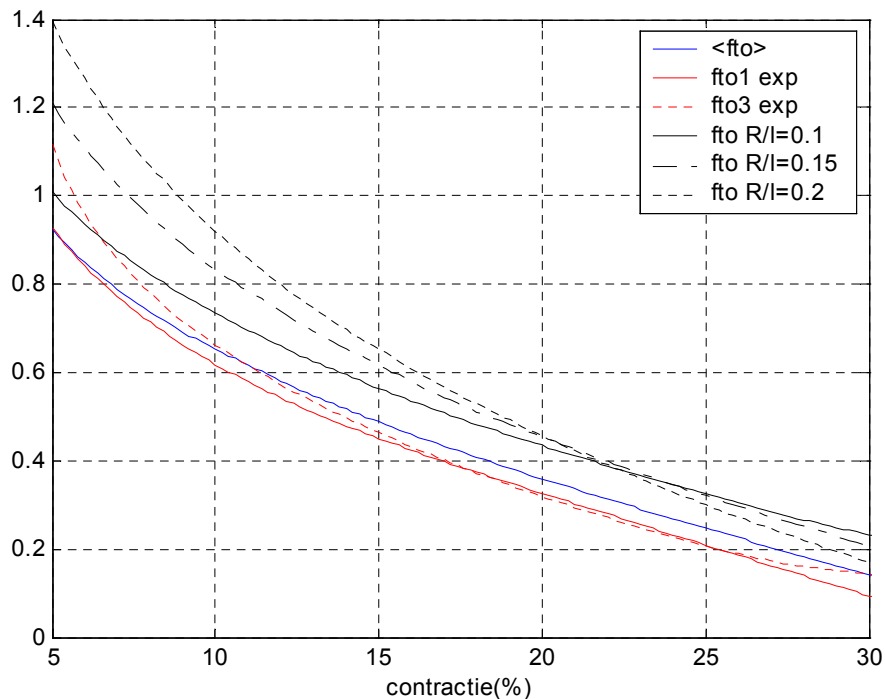
figuur 9.19: Vergelijking experiment en voorspelling, m_1 (bar).



figuur 9.20: Vergelijking experiment en voorspelling, m_3 (bar).

Er kan vastgesteld worden dat de benadering niet slecht, maar ook niet echt goed is. Uit beide figuren kan geconcludeerd worden dat voor kleine contracties het experiment grotere koppelfunctiewaarden oplevert en voor grote contracties het experiment kleinere waarden oplevert.

Aan de hand van deze experimenteel bepaalde koppelfuncties kan dan, wegens de kennis van het verloop van de contracties en de hefboomen voor elk van de spieren (zie hoofdstuk 4), de bijhorende dimensieloze spankrachtwaarden berekend worden. De experimentele meetresultaten worden daartoe uitgemiddeld, zodat de hysteresisinvoel verdwijnt. Vervolgens wordt deze door een geschikte polynoom benaderd. Zo kan spankrachtfunctie wiskundig berekend worden. Deze polynoombenadering vult wel de koppelfuncties aan (α tot 195° en β tot 150°) zodat de contracties kunnen voorgesteld worden voor dezelfde contractiegrenzen als voorheen.

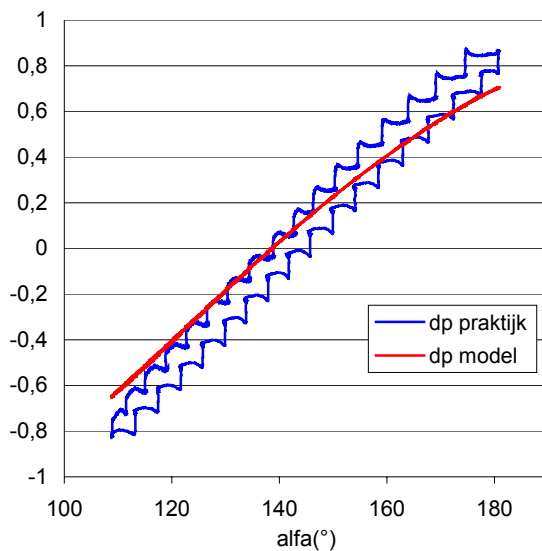


figuur 9.21: Vergelijking van de verschillende spankrachtfuncties, f_{to} ().

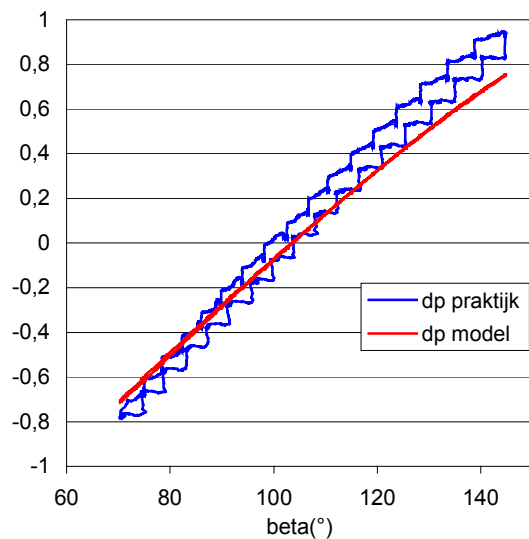
Figuur 9.21 toont dan het eindresultaat en vergelijkt deze met de gemiddelde spankrachtfunctie. De theoretische waarden worden ter vergelijking ook nog eens weergegeven. Er kan wederom vastgesteld worden dat de waarden verschillen, maar dat ze toch weer in dezelfde range als voorheen komen te liggen. Er moet wel rekening gehouden worden dat bij grote contractiewaarden de waarden worden aangevuld door de polynoombenadering en deze dus niet rechtstreeks uit het experiment volgen.

9.4 Vergelijking model en realiteit.

Stel dat de gemiddelde spankrachtfunctie als geldig voor alle spieren aangenomen wordt. Dan kan er ook eens nagegaan worden welke fout dit ten opzichte van de praktijk zou opleveren in de antagonistische set-up. Daarom werd nog eens een meting gedaan waar beide Δp 's eens samen aangestuurd worden: beide evolueren ze vertrekkende van 0 bar naar $0,9 \text{ bar}$ om vervolgens samen af te nemen tot $-0,8 \text{ bar}$ en uiteindelijk terug te keren naar 0 bar . Dit gebeurt in positieve of negatieve stappen van $0,1 \text{ bar}$, die om de $1,5 \text{ s}$ worden ingesteld. De arm is onbelast. De meetresultaten worden dan verwerkt zoals uitdrukking 9.1 dit voorschrijft. Zo kunnen de werkelijke en de berekende Δp 's vergeleken worden. Figuur 9.22 en figuur 9.23 bundelen de resultaten. De maximale afwijking is ongeveer $0,2 \text{ bar}$ en deze doet zich voor aan de uiterste hoeken.



figuur 9.22: Vergelijking werkelijke en berekende Δp , Δp^α (bar).



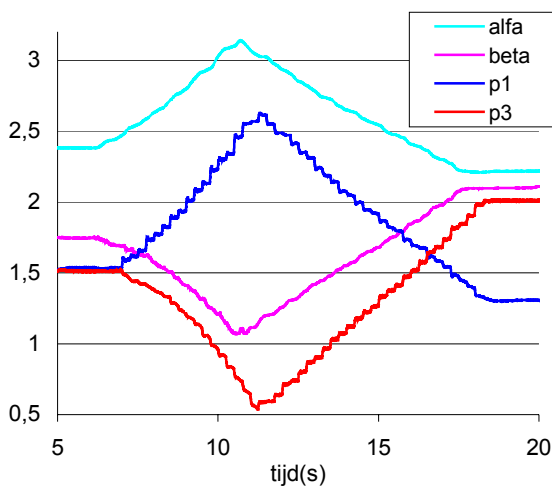
figuur 9.23: Vergelijking werkelijke en berekende Δp , Δp^β (bar).

9.5 Een eerste manipulatorimplementatie.

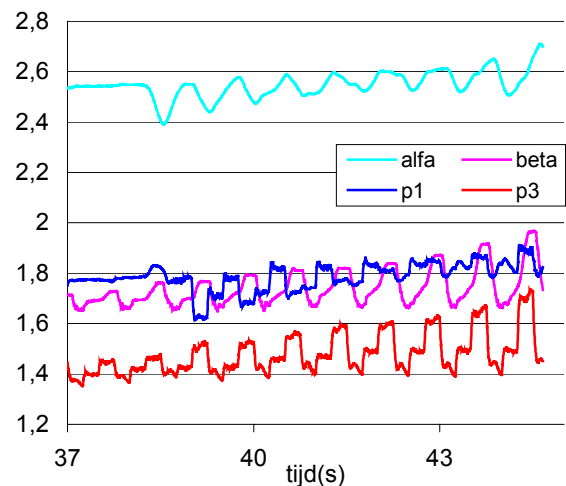
Daar een geschikt model voorlopig nog niet beschikbaar is, werd er toch al een zeker equivalent van de druksturing geïmplementeerd. Deze is gebaseerd op de meetresultaten die in figuur 9.8, figuur 9.13, figuur 9.22 en figuur 9.23 worden weergegeven. Uit deze kan er vastgesteld worden dat voor een onbelaste arm, zowel voor α als β een drukverandering van 1 bar een hoekverandering van ongeveer 40° teweeg brengt. Daar de soepelheid van de constructie (inherent aan het gebruik van pneumatisch actuatoren, cfr. §2.2.2) de operator toelaat om met geringe krachten een zekere hoekverandering op te leggen, wordt er voorgesteld om de overeenstemmende Δp met $1/40$ van de opgemeten hoekverandering (in $^\circ$) te laten toenemen. Wordt de arm losgelaten dan blijft die op de nieuwe evenwichtspositie staan.

In de praktijk werd deze drukverandering doorgevoerd als de hoekveranderingen groter dan $0,1^\circ$ was dan de hoekpositie $0,25 \text{ s}$ ervoor. De arm volgt de beweging op, maar is toch zeer log in zijn reactie. Figuur 9.24 toont resultaten voor zo een interactie. In het begin is er een slechte reactie, de drukverandering komt duidelijk na de hoekverandering. Eens in beweging verloopt de beweging vlot. Op het einde staat de arm terug stil.

Wordt de arm losgelaten voordat hij helemaal stil staat, dan wordt deze hoekverandering uiteraard ook waargenomen. De druk wordt dan weer in overeenstemming aangepast en dit leidt tot een onstabiele werking. In principe zou de arm dan in deze richting moeten blijven bewegen, maar daar een verandering van de ene hoek ook een verandering van de andere teweeg brengt, zal het systeem oscilleren en moet er tijdig in gegrepen worden. Figuur 9.25 toont zo een situatie.



figuur 9.24: Stabiele werking van de voorgestelde methode, α (rad), β (rad), $p_{(1)(3)}$ (bar).



figuur 9.25: Onstabiele werking van de voorgestelde methode, α (rad), β (rad), $p_{(1)(3)}$ (bar).

Bij de implementatie van andere controllers zal ook onderzocht moeten worden of deze eventueel ook onstabiel kunnen worden.

9.6 Besluit.

Dit hoofdstuk beschrijft de praktische realisatie van de volledige opstelling.

De eerst metingen tonen aan dat de spierkarakteristieken van de spieren afwijken van de theoretische spankrachtfuncties. Toch is het niet evident deze zomaar te bepalen. Verschillende methoden werden uitgetoetst, maar deze leidden nooit tot een éénduidige karakteristiek. Daarom zal het nuttig zijn om bij de verdere uitwerking van dit werk de spieren eens op een trekbank na te meten.

Tot slot werd er een eerste en zeer eenvoudige sturingsmogelijkheid geïmplementeerd.

Bibliografie

- [1] J. De Moor en J. Heiler. *Ontwerp, bouw en sturing van een robotarm met drie vrijheidsgraden voor het leveren van assistentie bij het heffen van lasten*. Vrije Universiteit Brussel, 2002.
- [2] F. Daerden. *Conception and Realization of pleated Pneumatic Artificial Muscles and their Use as Compliant Actuation Elements*. Vrije Universiteit Brussel, 1999.
- [3] R. Van Ham. *Mechatronica: Inleiding tot de 68HC11 microcontroller*. Vrije Universiteit Brussel, 2001.
- [4] P. Spasov. *Microcontroller Technology: The 68hc11, Second Edition*. Prentice Hall, 1996.
- [5] Roloff/Matek. *Machineonderdelen*. Academic Service, 2001.
- [6] W.P. De Wilde. *Elasticiteit en sterkteleer*. Vrije Universiteit Brussel, 1995.
- [7] P. Kool. *Cursus Robotica*. Vrije Universiteit Brussel, 1998.
- [8] A.H. Cardon. *Dynamica van stelsels massapunten en starre lichamen, Deel I*. Vrije Universiteit Brussel, 1998.
- [9] J.J.E. Slotine en Weiping Li. *Applied Nonlinear Control*. Prentice Hall, 1991.
- [10] J. Naudet. *Oefeningen robotica: regelen van robots*. Vrije Universiteit Brussel, 2000.
- [11] J. Schoukens. *Inleiding tot de systeemidentificatie*. Dienst Uitgaven VUB, Brussel, 1999.
- [12] T. Noritsugu en T. Tanaka. *Application of Rubber Artificial Muscle Manipulator as a Rehabilitation Robot*. IEEE/ASME Transactions on mechatronics, vol. 2, no. 4, 1997.
- [13] A. Albu-Schäffer en G. Hirzinger. *Cartesian Impedance Control for Torque Controlled Light-Weight Robots*. IEEE International Conference on Robotics & Automation, 2002.
- [14] J.J. Craig. *Introduction to Robotics: Mechanics & Control*. Addison-Wesley Publishing Company, 1986.

Appendix 1

Instrumentatie (1).

Een overzicht van de gebruikte apparatuur wordt in tabelvorm weergegeven, de belangrijkste kenmerken worden vermeld. De datasheets van de sensoren en kleppen zijn op de volgende pagina's terug te vinden.

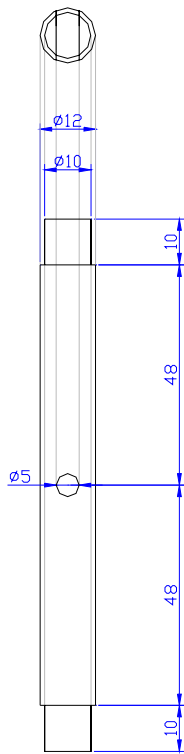
onderdeel	type	opmerking
micro-controller	<i>Motorola</i> 68HC11	De microcontroller is geïntegreerd in een daarvoor standaard ontworpen printplaat [3]. Zo kan er praktisch gebruik gemaakt worden van de mogelijkheden die de microcontroller biedt [3][4]. De werkspanning bedraagt 5 V en de input van de geïntegreerde analoog digitaal converters (ADC) mag dus niet groter zijn. Het betreft hier 8 bit ADCs.
DAC-printplaat		Een printplaat ontwikkeld om digitale signalen, die aan een parallelle poort aangeboden worden, om te zetten in analoge signalen. Deze DACs (<i>DAC-08</i> -chip) werken eveneens met 8 bit, ze krijgen immers 8 bit getallen van de microcontroller. Deze analoge signalen kunnen nog bewerkt worden door middel van een gain-offset-schakeling.
kleppen	<i>Kolvenbach</i> pressure servo-valve KPS 3/4	Deze proportionele klep bevat een interne PID-drukregelaar. De standaardinstelling van de regelaarwinsten bieden een goede performantie voor volumes tot 2 l, deze instelling is dus geschikt voor de spieren.
druk-sensoren	<i>Honeywell</i> absolute pressure sensor cpc-100-afc	Dit zijn sensoren die een spanningswaarde, grootteorde mV, geven die lineair is met de absolute druk. Om een bruikbaar signaal, spanningen die liggen binnen het werkingsgebied van de ADC van de microcontroller, te bekomen, wordt een instrumentatieversterker gebruikt. Deze versterker werd verwezenlijkt met behulp van 3 OPAMPs (<i>LM324</i> -chip) en weerstanden. Er moet een condensator (± 22 nF) over de voeding van de sensor geplaatst worden, anders zal deze bij het terugkeren naar atmosferische druk interageren met de verschilversterker waardoor een sterke ruis ontstaat.
	<i>Honeywell</i> gauge pressure sensor XCA5-60GN	Deze geeft spanningswaarden die evenredig zijn met de heersende relatieve, ten opzichte van atmosfeer, druk. De omzettingformule $p(\text{bar}) = 1,203787 p(V) - 0,15967$ werd door voorgangers proefondervindelijk vastgesteld, deze werd overgenomen.
hoek-sensor	<i>Sakae</i> Potentiometer FCP	Om een goede inlezing te bekomen werd -12 V / 12 V als voeding gekozen: zo komen de minimale waarde en de maximale waarde voor de hoek overeen met uitgangsspanningen die praktisch het hele ingangsbereik van de ADC gebruiken. 0 en 5 V liggen bovendien ongeveer in het midden van het werkingsgebied en dit beperkt de meetfouten. Het gedissipeerde vermogen blijft ruim onder het maximaal toelaatbare. Daar het om een 8 bit ADC gaat, zullen de hoeken, onafhankelijk van andere fouten, tot op ongeveer $0,3^\circ$ ($80^\circ \sim 5$ V) nauwkeurig gemeten worden.

tabel A1.1: Instrumentatieoverzicht.

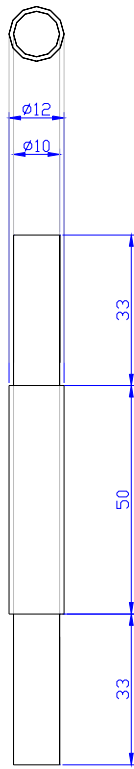
Appendix 2

Ontwerptekeningen.

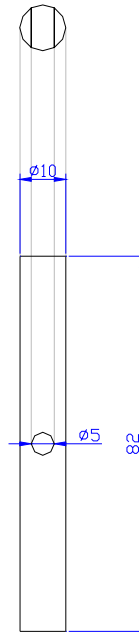
spiraanhechtingsassen – ellebooggewrichtas (*part B*) – axiale krachtopnemer (*part F*)



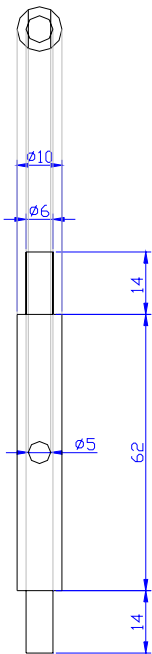
part A



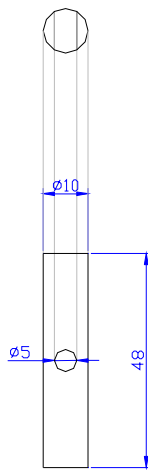
part B



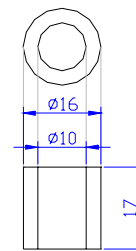
part C



part D

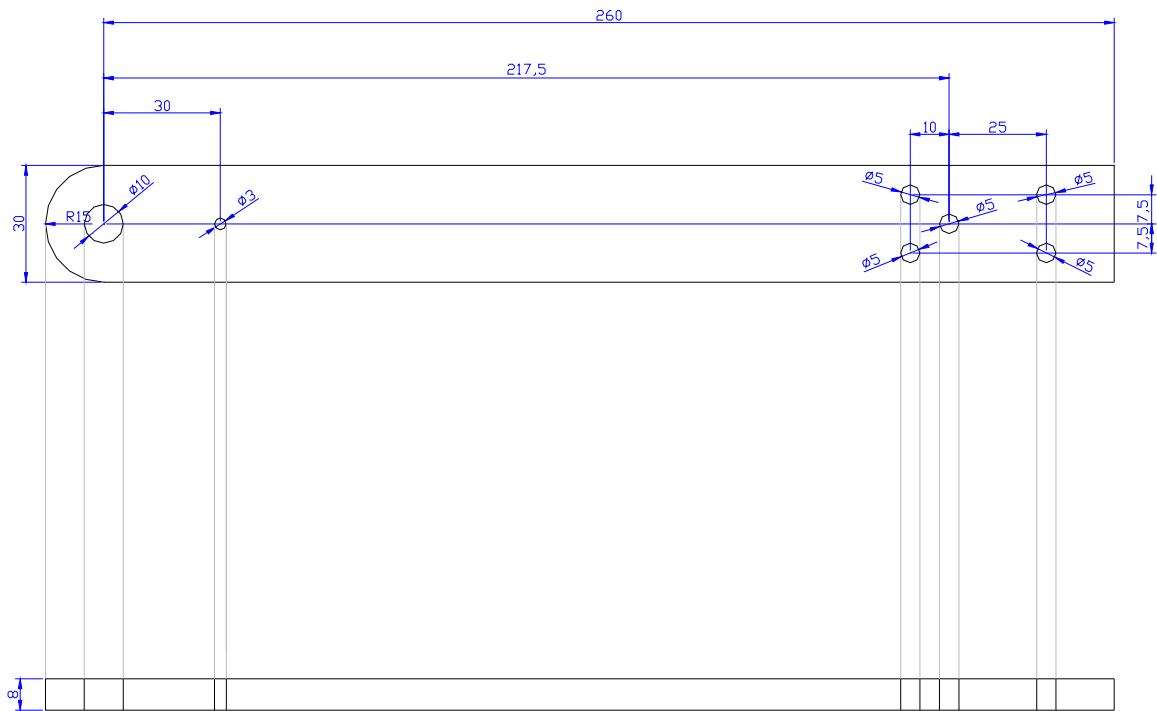


part E

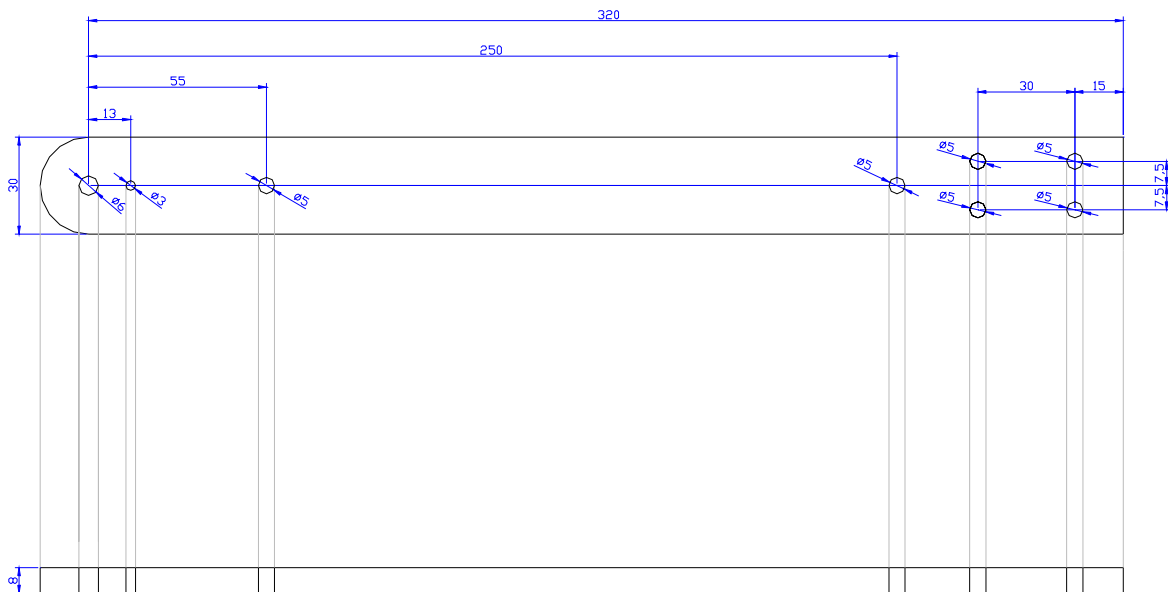


part F

arm 1 – arm 2

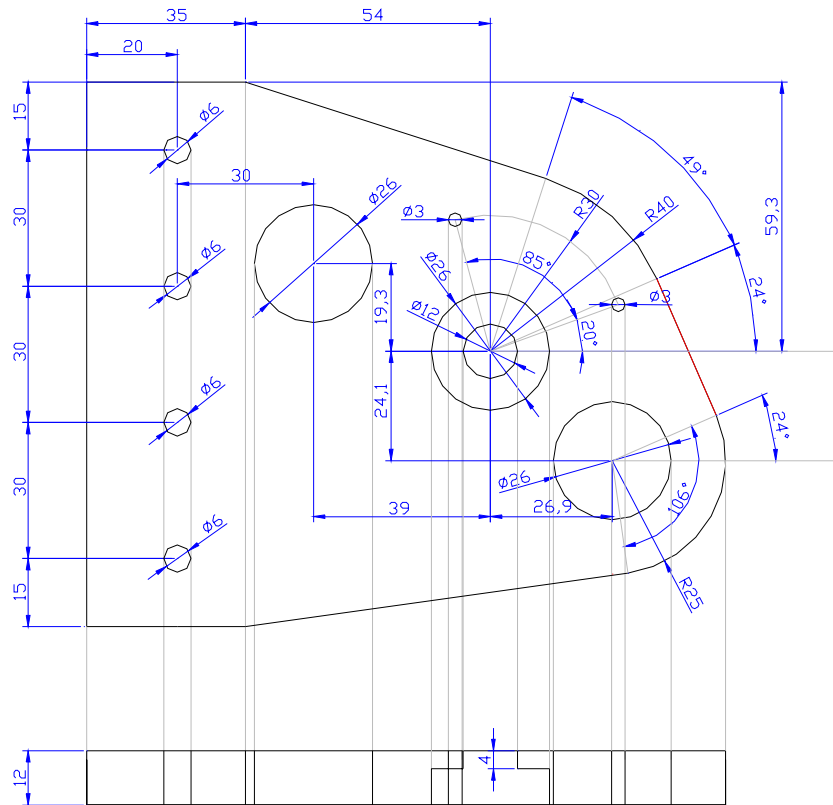


arm 1

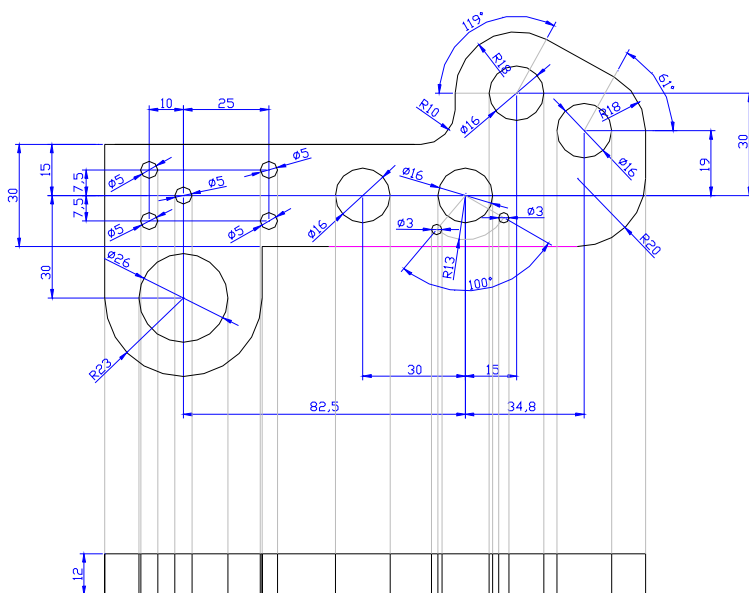


arm 2

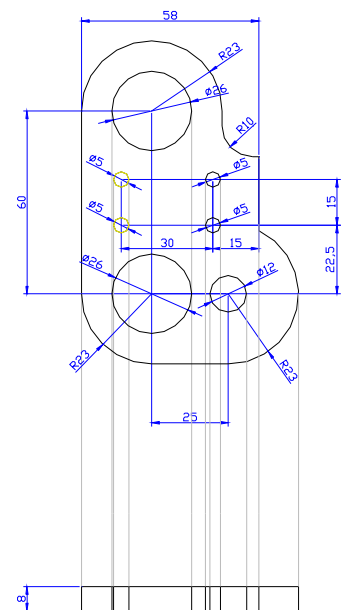
sokkelplaat – flens 1 – flens 2



sokkelplaat

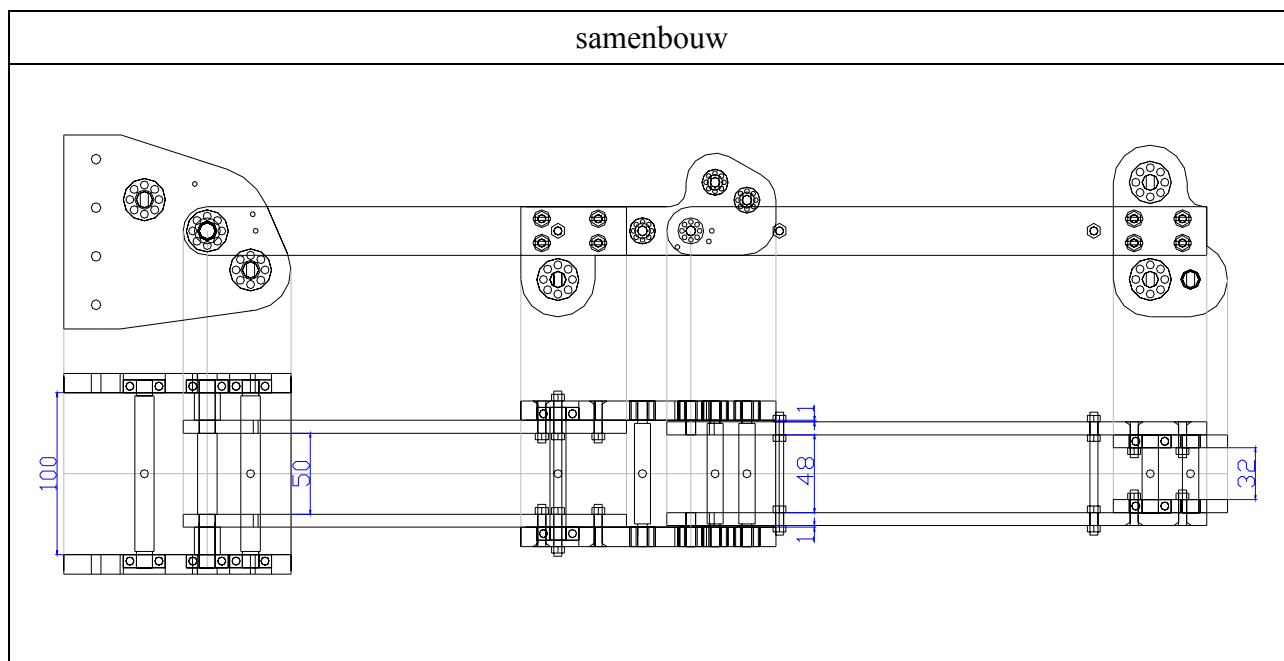


flens 1



flens 2

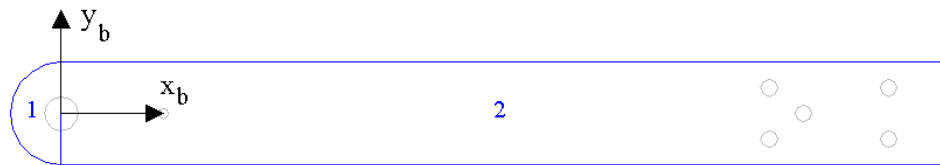
lagers					
<p><i>Kogellager</i></p>		<p><i>Naaldlager</i></p>		<p><i>Bus</i></p>	
Aanduiding	<i>FAG 6000</i>	Aanduiding	<i>FAG NKJ6/12</i>		
C_{dyn}	<i>4,55 kN</i>	C_{dyn}	<i>4,05 kN</i>		
C_{stat}	<i>1,96 kN</i>	C_{stat}	<i>4,75 kN</i>		



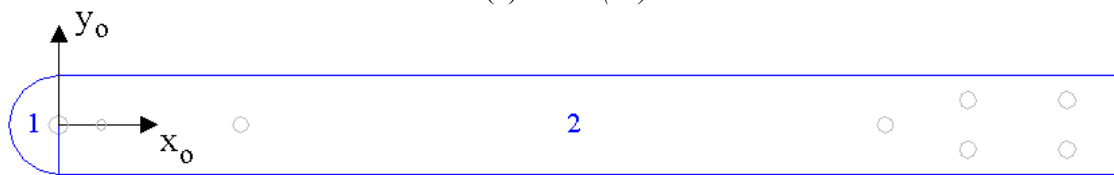
Appendix 3

Traagheidsparameters.

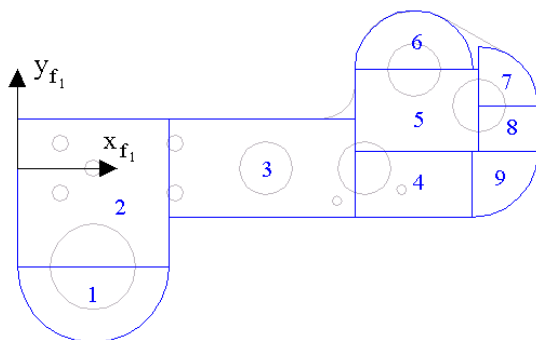
Om de traagheidsparameters van de twee geleidingen te achterhalen wordt de structuur opgedeeld in basisvormen waarvan de traagheidsmomenten gekend zijn. De opdeling van de meest complexe bewegende onderdelen wordt in figuur 4.6 weergegeven. Er wordt geen rekening gehouden met de gaten, aangezien deze toch opgevuld worden met lagers, assen en bouten.



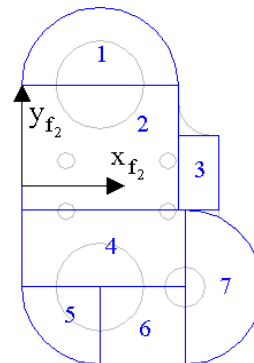
(a) arm 1 (a1)



(b) arm 2 (a2)



(c) flens 1 (f1)



(d) flens 2 (f2)

figuur A3.1: Opdeling van de verschillende onderdelen.

Dan zijn er nog de spiraanhechtingsassen en één scharnieras. Dit zijn cilinders en dus eenvoudig te berekenen. De lengte ervan wordt gekozen als de afstand tussen de flenzen waarin ze bevestigd zijn en de diameter wordt afgelezen op de technische tekeningen. De spieren zijn minder evident om te modelleren. Het gaat immers om veranderlijke volumes en massa's. Bovendien zijn ook de posities van de massamiddelpunten variabel, want de spierophanging kan roteren. Maar aangezien de

massadichtheid van lucht grootteorde duizend, zelfs tien duizend, kleiner is dan deze van de gebruikte vaste stoffen, is de veranderlijke massa verwaarloosbaar. De druk is evenredig met de massa en de verwaarlozing blijft dus gelden bij grotere drukken. De massa per spier, inclusief verbindingstaaf, wordt op 100 g geschat. Aangezien de spieren voorwaarts geplaatst zijn, zal *spier 1* en *spier 2* bij de bovenarm gerekend worden en *spier 3* en *spier 4* bij de onderarm. Door deze spierplaatsing zijn de hoekrotaties van de aanhechtingspunten in de tweede aanhechtingspunten (eerdere benaming: H_{2i}) zeer klein en dus wederom verwaarloosbaar. Er zal dus geopteerd worden om de spier en zijn verbindingstaven te modelleren door een cilinder die vast zit in zijn tweede aanhechtingspunt en die evenwijdig loopt aan de lengteas (de X -as in figuur A3.1) van het gelid waar de spier bij gerekend wordt. Hoewel de verwaarlozing van de lengteverandering van het geheel spier/spierverbindingsstaaf niet echt veroorloofd is, zal er toch voor een vaste lengte gekozen worden. Deze wordt gelijk gekozen aan het gemiddelde van de grootste en de kleinste afstand (in het werkingsgebied, zie §4.3.1) tussen de twee aanhechtingspunten.

Tabel A3.1 geeft een overzicht van de traagheidsmomenten van de gebruikte lichamen. Het gaat hier telkens om traagheidsmomenten om de beschreven as die door het massamiddelpunt van het lichaam gaat.

lichaam	as	toepassing	traagheidsmoment
cilinder, straal R en hoogte d	lengteas	spieraanhechtingsassen, scharnieras in S_I	$m \frac{R^2}{2}$
	diameter	geheel spier en verbindingstaaf	$m \left(\frac{R^2}{4} + \frac{d^2}{12} \right)$
halve cilinder, straal R	lengteas	$a1_1, a2_1, f1_1, f1_6, f2_1, f2_7$	$mR^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{16}{9\pi^2} \right)$
kwartcilinder, straal R	lengteas	$f1_7, f1_9, f2_5$	$mR^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{32}{9\pi^2} \right)$
balk, lengte l , breedte b en dikte d	loodrecht op vlak lb	$a1_2, a2_2, f1_2, f1_3, f1_4, f1_5, f1_8, f2_2, f2_3, f2_4, f1_6$	$m \left(\frac{l^2 + b^2}{12} \right)$

tabel A3.1: Traagheidsmomenten.

In de onderstaande tabellen zijn de belangrijkste resultaten weergegeven. Deze tabel haalt gegevens uit figuur A3.1 en de ontwerptekeningen in *Appendix 2*. Onderdeelbenamingen worden eveneens uit *Appendix 2* overgenomen. Coördinaten (van de massamiddelpunten) van de bovenarm worden in het assenstelsel van *arm 1*, zie figuur A3.1(a), uitgedrukt. De onderarm gebruikt het assenstelsel van *arm 2*, zie figuur A3.1(b). Afmetingen en coördinaten worden in mm uitgedrukt. # staat voor het aantal lichamen: *arm 1* komt bijvoorbeeld twee maal voor in de bovenarm, dus alle onderverdelingen worden dubbel geteld. ρ is de massadichtheid in kg/m^3 en m is de massa in kg. Uit de massa's en de ligging van de massamiddelpunten kan de totale massa en de ligging van het globale massamiddelpunt bepaald worden. Met deze gegevens kunnen vervolgens via de wet van Steiner alle traagheidsmomenten omgerekend worden naar het traagheidsmoment om het globale massamiddelpunt. Al deze traagheidsmomenten opgeteld geeft dan uiteindelijk het globale traagheidsmoment uitgedrukt in kgm^2 .

Deel	n°	l	b	R	d	x_G	y_G	ρ	#	m	I_z
arm 1	1			15	8	-6,37	0,00	2800	2	0,016	7,18E-04
	2	260	30		8	130,00	0,00	2800	2	0,349	4,04E-03
flens 1	1			23	12	217,50	-39,76	2800	2	0,056	1,05E-04
	2	46	45		12	217,50	-7,50	2800	2	0,139	7,29E-05
	3	56,5	30		12	268,75	0,00	2800	2	0,114	4,81E-04
	4	35,8	20		12	314,90	-5,00	2800	2	0,048	5,74E-04
	5	37,8	25		12	315,90	17,50	2800	2	0,064	7,91E-04
	6			18	12	315,00	37,64	2800	2	0,034	4,55E-04
	7			18	12	342,44	26,64	2800	2	0,017	3,29E-04
	8	18	14		12	343,80	12,00	2800	2	0,017	3,23E-04
	9			20	12	341,29	-3,49	2800	2	0,021	3,85E-04
partB (S₁)				6	100	0	0	7800	1	0,088	3,28E-03
partC (H₂₂)				5	66	217,50	-30,00	7800	1	0,040	4,18E-05
partD (H₁₄)				5	66	270,00	0,00	7800	1	0,040	1,64E-04
partD (H₂₁)				5	66	315,00	30,00	7800	1	0,040	5,13E-04
partD (H₁₃)				5	66	334,80	19,00	7800	1	0,040	6,81E-04
spier1				5	314,3	157,85	30,00		1	0,100	1,15E-03
spier2				5	228,1	103,45	-30,00		1	0,100	1,58E-03

tabel A3.2: Inertie van de bovenarm.

	n°	l	b	R	d	x_G	y_G	ρ	#	m	I_z
arm2	1			15	8	-6,37	0,00	2800	2	0,016	6,50E-04
	2	320	30		8	160,00	0,00	2800	2	0,430	4,26E-03
flens2	1			23	8	285,00	39,76	2800	2	0,037	3,59E-04
	2	46	37		8	285,00	11,25	2800	2	0,076	6,34E-04
	3	12	22,5		8	314,00	3,75	2800	2	0,012	1,69E-04
	4	48	23		8	286,00	-18,75	2800	2	0,049	4,29E-04
	5			23	8	275,24	-39,76	2800	2	0,019	1,47E-04
	6	25	23		8	297,50	-42,50	2800	2	0,026	3,14E-04
	7			23	8	319,76	-30,00	2800	2	0,037	6,09E-04
partE (H₂₃)				5	32	285,00	30,00	7800	1	0,020	1,73E-04
partE (H₂₄)				5	32	285,00	-30,00	7800	1	0,020	1,73E-04
partE (S₃)				5	32	310,00	-30,00	7800	1	0,020	2,72E-04
spier3				5	297,8	136,10	30,00		1	0,100	1,19E-03
spier4				5	290,2	139,90	-30,00		1	0,100	1,11E-03

tabel A3.3: Inertie van de onderarm.

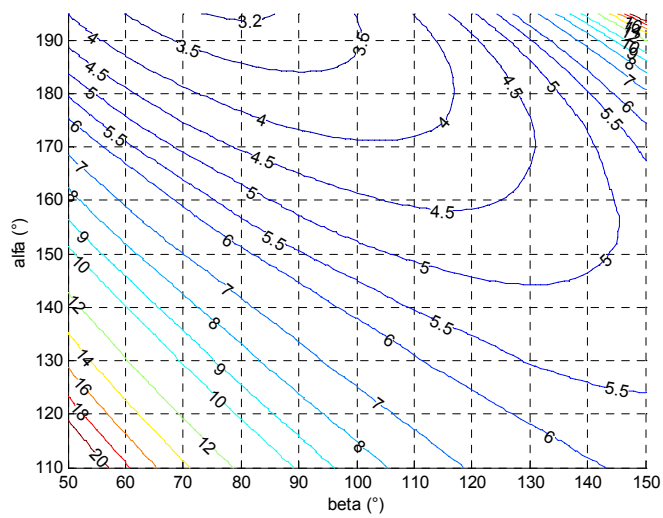
Aangezien deze berekeningen slechts benaderingen zijn: de dwarsverbindingen tussen de twee platen van de armen zijn niet beschouwd, gaten worden opgevuld met aluminium hoewel deze in realiteit met lagers en nog een deel van de stalen as gevuld worden, bevestigingsbouten en moeren zullen ook nog extra massa bijdragen. Bovendien bevatten de berekeningen schattingen: de spiermassa, spier en spierversbinding, zal denkkelijk groter zijn. In de praktijk komen er nog extra elementen zoals sensoren, voedingskabels,... die elk hun eigen massa aan de totale massa bijdragen. Daarom zal er bij de eindresultaten van massa's en traagheidsmomenten nog eens 10% bijgeteld worden. Dit resulteert dan in de volgende waarden:

Bovenarm:	massa:		$m_b = 1,458 \text{ kg}$
	zwaartepunt,	$x_G:$	$l_{b2} = 192,7 \text{ mm}$
		$y_G:$	$0,2 \text{ mm}$
	traagheidsmoment:		$I_b = 1,75 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2$
Onderarm:	massa:		$m_o = 1,057 \text{ kg}$
	zwaartepunt,	$x_G:$	$l_{o2} = 196,1 \text{ mm}$
		$y_G:$	$-2,2 \text{ mm}$
	traagheidsmoment:		$I_o = 1,154 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2$

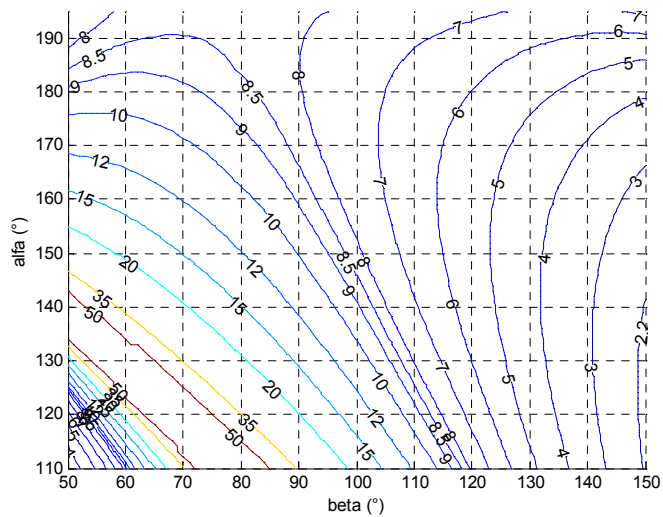
De y -coördinaten van de massamiddelpunten kunnen verwaarloosd worden zodanig dat deze op de lengteas komen te liggen en dus veel praktischer zijn om in verdere berekeningen te gebruiken.

Appendix 4

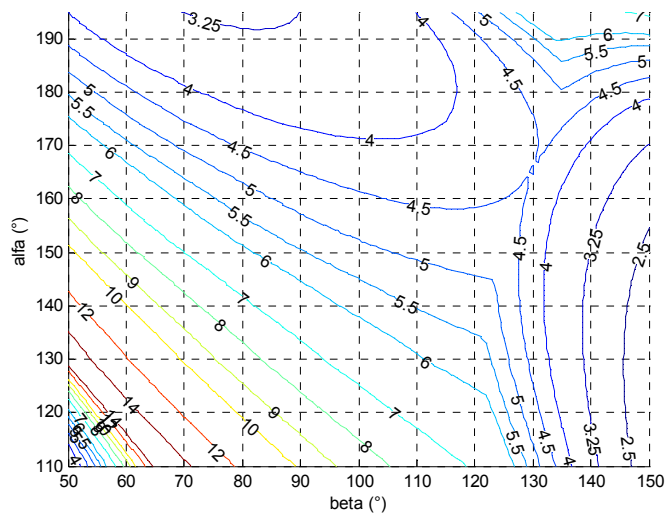
$\alpha\beta$ -grafieken.



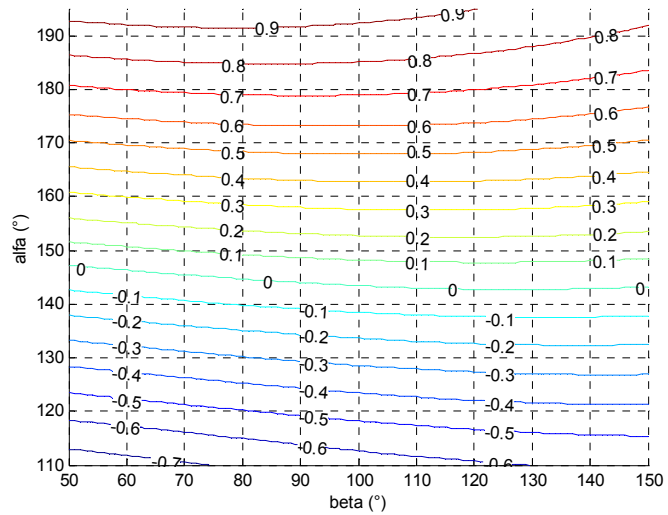
figuur 4.17: Maximaal mogelijke belasting (kg) uit momentenevenwicht van S_1



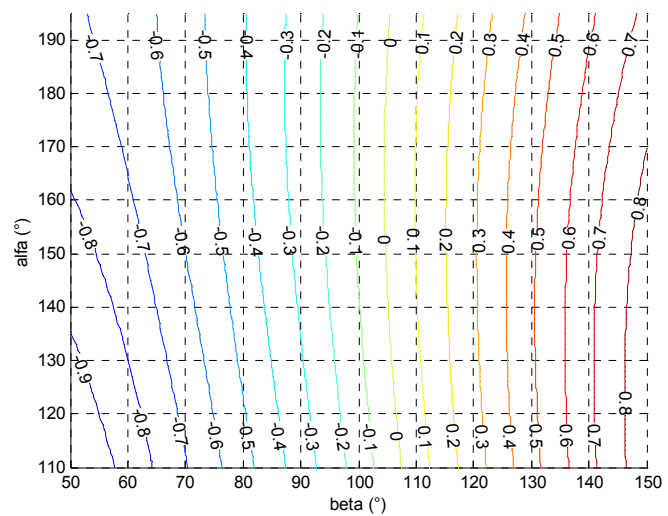
figuur 4.18: Maximaal mogelijke belasting (kg) uit momentenevenwicht van S_2



figuur 4.19: Globaal maximale mogelijke belasting (kg) uit beide momentenevenwichten



figuur 4.20: Posities behorende bij verschillende Δp_α (bar) bij $p_m=1,5$ bar.



figuur 4.21: Posities behorende bij verschillende Δp_β (bar) bij $p_m=1,5$ bar.

Appendix 5

Estimatiemethoden.

Vooraleer er verschillende parameterestimatiemethoden kort toegelicht worden, wordt eerst het begrip ‘prediction error’ of voorspelfout ingevoerd. Deze fout zal immers voor al de volgende methoden de parameteraanpassingen sturen. Deze methoden worden daarom ‘Prediction-Error-Based Methods’ genoemd.

Stel dat er op een zeker tijdstip al een zekere schatting \hat{a} voor a bestaat. Uit het estimatiemodel kan dan de bijhorende (geschatte) output \hat{y} van het estimatiemodel berekend worden:

$$\hat{y}(t) = W(t)\hat{\mathbf{a}}(t) \quad (\text{A5.1})$$

Aangezien de overeenkomstige waarde van het werkelijke systeem gekend is, kan het verschil met de geschatte output achterhaald worden. Dit verschil wordt de prediction error \mathbf{e}_1 genoemd en voldoet aan

$$\mathbf{e}_1(t) = \hat{y}(t) - \mathbf{y}(t) \quad (\text{A5.2})$$

In de volgende paragrafen worden verschillende mogelijke methoden toegelicht. De eigenschappen worden, weliswaar zonder bewijs, gegeven. Voor de bewijsvoering en meer details wordt naar [9] verwezen.

A5.1 Gradient estimator.

De schatter gebaseerd op de gradiënt methode is de eenvoudigste schatter. Door de verandering van de parameters evenredig met, maar tegengestelde aan de gradiënt van de kwadratische fout te kiezen, worden de parameters zodanig aangepast dat de schattingsfout gereduceerd wordt.

$$\dot{\hat{\mathbf{a}}} = -p_0 \frac{\partial [\mathbf{e}_1^T \mathbf{e}_1]}{\partial \hat{\mathbf{a}}} \quad (\text{A5.3})$$

p_0 is een positief getal en wordt de schatterwinst genoemd. Met behulp van uitdrukking A5.1 en A5.2 kan dit als volgt geschreven worden:

$$\dot{\hat{\mathbf{a}}} = -p_0 W^T \mathbf{e}_1 \quad (\text{A5.4})$$

De werkelijke parameterwaarde kan via integratie achterhaald worden.

Deze methode is steeds stabiel. Maar de convergentie naar de exacte waarde voor de parameters hangt af van de excitatie die de input van de schatter krijgt. Wel zal, in het geval dat er slechts één parameter

geschat moet worden, een groter p_0 tot snellere convergentie leiden. Door een snellere convergentie kunnen eveneens parameters die traag variëren in de tijd, goed ingeschat en opgevolgd worden. In aanwezigheid van meetruis mag p_0 dan weer niet te groot zijn, anders zou ook de geschatte parameters een aanzienlijk ruisniveau bevatten. Is $\hat{\mathbf{a}}$ een kolommatrix die meerdere parameters bevat, dan zal er voor p_0 een zeker optimum bestaan die voor een goede convergentie zorgt. p_0 wordt dus het best via een ‘trial and error’ manier bepaald.

A5.2 Standard least-squares estimator.

Deze kleinste kwadraten methode genereert parameters die de totale schattingsfout

$$E = \int_0^t \|\mathbf{y}(r) - W(r)\hat{\mathbf{a}}(t)\|^2 dr \quad (\text{A5.5})$$

minimaliseert. Er wordt dus ten alle tijden evenveel rekening gehouden met alle eerdere metingen. De geschatte parameters voldoen aan

$$\left[\int_0^t W^T(r)W(r)dr \right] \hat{\mathbf{a}}(t) = \int_0^t W^T \mathbf{y} dr \quad (\text{A5.6})$$

P , de schatterwinstmatrix, wordt als volg gedefinieerd:

$$P(t) = \left[\int_0^t W^T(r)W(r)dr \right]^{-1} \quad (\text{A5.7})$$

of

$$\frac{d}{dt} [P^{-1}(t)] = W^T(t)W(t) \quad (\text{A5.8})$$

Naar implementatie toe is het niet evident om uitdrukking A5.8 te gebruiken, daarom wordt deze omgezet tot:

$$\dot{P} = -PW^TWP \quad (\text{A5.9})$$

P is dus net als de parameters variabel in de tijd. Uit uitdrukkingen A5.6 tot A5.8 kan dan aangetoond worden dat de parameteraanpassing voldoet aan:

$$\dot{\hat{\mathbf{a}}} = -P(t)W^T \mathbf{e}_1 \quad (\text{A5.10})$$

Uiteraard vereist deze P dan een zekere initiële waarde $P(0)$. Deze wordt voor de eenvoud diagonaal gekozen; de beginwaarden doen er niet zo zeer toe, daar P toch zal veranderen. Toch zullen ze de convergentie beïnvloeden en worden dus best weer met een ‘trial and error’ methode achterhaald.

Deze methode zal naar de werkelijke parameters convergeren. Daar deze methode een uitmiddeling doorvoert, is ze bestand tegen meetruis en storingen. Wel zal ze niet in staat zijn tijdsvariabele parameters op te volgen. Dit kan mathematisch aangetoond worden daar de elementen van P naar nul zullen convergeren. Dit kan ook intuïtief aangevoeld worden: de methode tracht immers alle data tot en met het huidig tijdstip te fitten. Verandert de te schatten parameter echter van waarde, dan hoort de oude data uiteraard niet meer bij deze nieuwe parameterwaarde. De volgende methode vangt dit probleem op.

A5.3 Least-squares with exponential forgetting estimator.

Om de vorige methode ook bruikbaar te maken voor tijdsvariërende parameters, zal er niet langer ten alle tijden rekening gehouden worden met alle oude data. De data zal gewogen worden zodat huidige metingen meer invloed krijgen, terwijl oude data geleidelijk aan niet meer beschouwd worden. De te minimaliseren totale fout wordt nu

$$E = \int_0^t \exp\left[-\int_0^t \lambda(r)dr\right] \|\mathbf{y}(s) - W(s)\hat{\mathbf{a}}(t)\|^2 ds \quad (\text{A5.11})$$

$\lambda(t)$ is een positief getal en wordt de vergeetfactor genoemd. Deze wordt meestal constant gekozen. Er kan aangetoond worden dat uitdrukking A5.10 behouden blijft voor de parameteraanpassing. De winstaanpassing verschilt wel met de vorige methode, nu is

$$\frac{d}{dt} [P^{-1}(t)] = -\lambda(t)P^{-1} + W^T(t)W(t) \quad (\text{A5.12})$$

of

$$\dot{P}(t) = \lambda(t)P - PW^T(t)W(t)P \quad (\text{A5.13})$$

λ moet met enige voorzichtigheid gekozen worden. Wordt deze te klein dan zullen tijdsvariërende parameters niet achterhaald worden. Is ze gelijk aan een positief getal dan kan in bepaalde situaties P blijven toenemen, exploderen, waardoor de parameterestimatie niet langer werkt. Daarom werden er methodes ontwikkeld die ook λ tijdsveranderlijk maken.

A5.4 Bounded-gain forgetting.

Een mogelijkheid om al de voordelen van de vergeetfactor-methode te behouden en te voorkomen dat P zou exploderen, bestaat erin λ als volgt te kiezen:

$$\lambda(t) = \lambda_0 \left(1 - \frac{\|P\|}{k_0}\right) \quad (\text{A5.14})$$

λ_0 en k_0 zijn positieve constanten die respectievelijk de maximale vergeetfactor en de maximale schatterwinst vastleggen. De keuze van deze waarden ligt echter niet zo voor de hand, ze moeten bekomen worden door een zekere afweging te maken tussen de beoogde schatterperformanties (convergentiesnelheid, storingsinvloed, ...). Daar de instelling niet voor de hand ligt, zal deze methode op het eerste zicht niet te opteren zijn. Toch werd ze vernoemd omdat ze, bij eventueel optreden van winstexplosie, toch zal moeten gebruikt worden.

Appendix 6

Uitgewerkte estimatiemodel voor de last.

A6.1 De ‘bewegings’-matrixelementen .

$$\begin{aligned}H_{11}^* &= m_b l_{b2}^2 + m_o (l_{b1}^2 + l_{o2}^2 + 2l_{b1}l_{o2} \cos(q_2)) + I_b + I_o \\H_{11}^{a_1} &= l_{b1}^2 + l_{o1}^2 + l_{o3}^2 + 2l_{b1}l_{o1} \cos(q_2) + 2l_{b1}l_{o3} \sin(q_2) \\H_{11}^{a_2} &= 2l_{b1} \cos(q_2 + q_3) + 2l_{o1} \cos(q_3) - 2l_{o3} \sin(q_3) \\H_{11}^{a_3} &= 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}H_{12}^* &= H_{21}^* = m_o (l_{o2}^2 + l_{b1}l_{o2} \cos(q_2)) + I_o \\H_{12}^{a_1} &= H_{21}^{a_1} = l_{o1}^2 + l_{o3}^2 + l_{b1}l_{o1} \cos(q_2) + l_{b1}l_{o3} \sin(q_2) \\H_{12}^{a_2} &= H_{21}^{a_2} = l_{b1} \cos(q_2 + q_3) + 2l_{o1} \cos(q_3) - 2l_{o3} \sin(q_3) \\H_{12}^{a_3} &= H_{21}^{a_3} = 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}H_{13}^* &= H_{31}^* = 0 \\H_{13}^{a_1} &= H_{31}^{a_1} = 0 \\H_{13}^{a_2} &= H_{31}^{a_2} = l_{b1} \cos(q_2 + q_3) + l_{o1} \cos(q_3) - l_{o3} \sin(q_3) \\H_{13}^{a_3} &= H_{31}^{a_3} = 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}H_{22}^* &= m_o l_{o2}^2 + I_o \\H_{22}^{a_1} &= l_{o1}^2 + l_{o3}^2 \\H_{22}^{a_2} &= 2l_{o1} \cos(q_3) - 2l_{o3} \sin(q_3) \\H_{22}^{a_3} &= 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}H_{23}^* &= H_{32}^* = 0 \\H_{23}^{a_1} &= H_{32}^{a_1} = 0 \\H_{23}^{a_2} &= H_{32}^{a_2} = l_{o1} \cos(q_3) - l_{o3} \sin(q_3) \\H_{23}^{a_3} &= H_{32}^{a_3} = 1\end{aligned}$$

$$H_{33}^* = 0$$

$$H_{33}^{a_1} = 0$$

$$H_{33}^{a_2} = 0$$

$$H_{33}^{a_3} = 1$$

$$h_1^* = m_o l_{b1} l_{o2} \sin(q_2)$$

$$h_1^{a_1} = l_{b1} l_{o1} \sin(q_2) - l_{b1} l_{o3} \cos(q_2)$$

$$h_1^{a_2} = l_{b1} \sin(q_2 + q_3)$$

$$h_1^{a_3} = 0$$

$$h_2^* = 0$$

$$h_2^{a_1} = 0$$

$$h_2^{a_2} = l_{b1} \sin(q_2 + q_3) + l_{o1} \sin(q_3) + l_{o3} \cos(q_3)$$

$$h_2^{a_3} = 0$$

$$h_3^* = 0$$

$$h_3^{a_1} = 0$$

$$h_3^{a_2} = l_{o1} \sin(q_3) + l_{o3} \cos(q_3)$$

$$h_3^{a_3} = 0$$

$$g_1^* = m_b g l_{b2} \cos(q_1) + m_o g (l_{b1} \cos(q_1) + l_{o2} \cos(q_1 + q_2))$$

$$g_1^{a_1} = g (l_{b1} \cos(q_1) + l_{o1} \cos(q_1 + q_2) + l_{o3} \sin(q_1 + q_2))$$

$$g_1^{a_2} = g \cos(q_1 + q_2 + q_3)$$

$$g_1^{a_3} = 0$$

$$g_2^* = m_o g l_{o2} \cos(q_1 + q_2)$$

$$g_2^{a_1} = g (l_{o1} \cos(q_1 + q_2) + l_{o3} \sin(q_1 + q_2))$$

$$g_2^{a_2} = g \cos(q_1 + q_2 + q_3)$$

$$g_2^{a_3} = 0$$

$$g_3^* = 0$$

$$g_3^{a_1} = 0$$

$$g_3^{a_2} = g \cos(q_1 + q_2 + q_3)$$

$$g_3^{a_3} = 0$$

A6.2 De ‘estimatiemodel’-matrixelementen.

$$\tau_1^{oL} = H_{11}^* \ddot{q}_1 + H_{12}^* \ddot{q}_2 + H_{13}^* \ddot{q}_3 - (h_1^* \dot{q}_2 + h_2^* \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_1^* (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) + h_2^* \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_2^* (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \dot{q}_3 + \mathbf{g}_1^*$$

$$\tau_2^{oL} = H_{21}^* \ddot{q}_1 + H_{22}^* \ddot{q}_2 + H_{23}^* \ddot{q}_3 + (h_1^* \dot{q}_1 - h_3^* \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_3^* \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_3^* (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \dot{q}_3 + \mathbf{g}_2^*$$

$$\tau_3^{oL} = H_{31}^* \ddot{q}_1 + H_{32}^* \ddot{q}_2 + H_{33}^* \ddot{q}_3 + (h_2^* \dot{q}_1 + h_3^* \dot{q}_2) \dot{q}_1 + h_3^* (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \dot{q}_2 + \mathbf{g}_3^*$$

$$V_{11}^L = H_{11}^{a_1} \ddot{q}_1 + H_{12}^{a_1} \ddot{q}_2 + H_{13}^{a_1} \ddot{q}_3 - (h_1^{a_1} \dot{q}_2 + h_2^{a_1} \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_1^{a_1} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) + h_2^{a_1} \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_2^{a_1} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \dot{q}_3 + \mathbf{g}_1^{a_1}$$

$$V_{12}^L = H_{11}^{a_2} \ddot{q}_1 + H_{12}^{a_2} \ddot{q}_2 + H_{13}^{a_2} \ddot{q}_3 - (h_1^{a_2} \dot{q}_2 + h_2^{a_2} \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_1^{a_2} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) + h_2^{a_2} \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_2^{a_2} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \dot{q}_3 + \mathbf{g}_1^{a_2}$$

$$V_{13}^L = H_{11}^{a_3} \ddot{q}_1 + H_{12}^{a_3} \ddot{q}_2 + H_{13}^{a_3} \ddot{q}_3 - (h_1^{a_3} \dot{q}_2 + h_2^{a_3} \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_1^{a_3} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) + h_2^{a_3} \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_2^{a_3} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \dot{q}_3 + \mathbf{g}_1^{a_3}$$

$$V_{21}^L = H_{21}^{a_1} \ddot{q}_1 + H_{22}^{a_1} \ddot{q}_2 + H_{23}^{a_1} \ddot{q}_3 + (h_1^{a_1} \dot{q}_1 - h_3^{a_1} \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_3^{a_1} \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_3^{a_1} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \dot{q}_3 + \mathbf{g}_2^{a_1}$$

$$V_{22}^L = H_{21}^{a_2} \ddot{q}_1 + H_{22}^{a_2} \ddot{q}_2 + H_{23}^{a_2} \ddot{q}_3 + (h_1^{a_2} \dot{q}_1 - h_3^{a_2} \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_3^{a_2} \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_3^{a_2} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \dot{q}_3 + \mathbf{g}_2^{a_2}$$

$$V_{23}^L = H_{21}^{a_3} \ddot{q}_1 + H_{22}^{a_3} \ddot{q}_2 + H_{23}^{a_3} \ddot{q}_3 + (h_1^{a_3} \dot{q}_1 - h_3^{a_3} \dot{q}_3) \dot{q}_1 - (h_3^{a_3} \dot{q}_3) \dot{q}_2 - h_3^{a_3} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \dot{q}_3 + \mathbf{g}_2^{a_3}$$

$$V_{31}^L = H_{31}^{a_1} \ddot{q}_1 + H_{32}^{a_1} \ddot{q}_2 + H_{33}^{a_1} \ddot{q}_3 + (h_2^{a_1} \dot{q}_1 + h_3^{a_1} \dot{q}_2) \dot{q}_1 + h_3^{a_1} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \dot{q}_2 + \mathbf{g}_3^{a_1}$$

$$V_{32}^L = H_{31}^{a_2} \ddot{q}_1 + H_{32}^{a_2} \ddot{q}_2 + H_{33}^{a_2} \ddot{q}_3 + (h_2^{a_2} \dot{q}_1 + h_3^{a_2} \dot{q}_2) \dot{q}_1 + h_3^{a_2} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \dot{q}_2 + \mathbf{g}_3^{a_2}$$

$$V_{33}^L = H_{31}^{a_3} \ddot{q}_1 + H_{32}^{a_3} \ddot{q}_2 + H_{33}^{a_3} \ddot{q}_3 + (h_2^{a_3} \dot{q}_1 + h_3^{a_3} \dot{q}_2) \dot{q}_1 + h_3^{a_3} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \dot{q}_2 + \mathbf{g}_3^{a_3}$$

Appendix 7

Instrumentatie (2).

Voor de datasheets van de Honeywell absolute druksensoren en de Kolvenbach kleppen, wordt naar Instrumentatie (1) (*Appendix 1*) verwezen. De overige componenten worden op de volgende pagina's gebundeld. Daar de informatie bij de instrumentatieversterker nogal uitgebreid is, wordt enkel de eerste pagina en deze met de toegepaste implementatie weergegeven.

Appendix 8

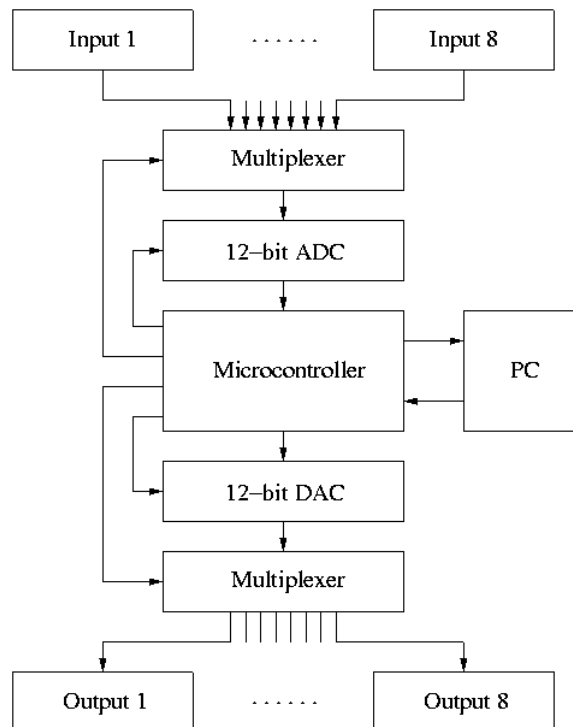
Stuurelektronica.

A8.1 Elektronische kaart.

De brug tussen de sensoren en actuatoren van de manipulator en de regelsoftware op de PC wordt gevormd door een externe elektronische kaart (serieel verbonden met de PC) en een windows-DLL die de communicatie met de kaart verzorgt.

1 Hardware

De structuur van de hardware wordt weergegeven in volgend schema:



De microcontroller (Motorola 68HC11) coördineert het geheel. Tijdens elke periode van 10 ms gebeurt het volgende:

1. Via de multiplexer worden deingangsspanningen één voor één aangeboden aan de ADC (LTC1286), die ze digitaliseert. De resultaten van deze omzetting worden door de microcontroller doorgestuurd naar de PC.
2. De gewenste waarden van de uitgangsspanningen worden één voor één door de DAC (AD7545A) omgezet in spanningen, en via de multiplexer naar de uitgangen gebracht.

De toegelaten ingangsspanning ligt voor alle ingangen tussen 0 V en 5 V . Om toch met signalen buiten deze range te kunnen werken, en om de dynamische range van de ADC optimaal te kunnen benutten, zijn de ingangen voorzien van offset-gain schakelingen.

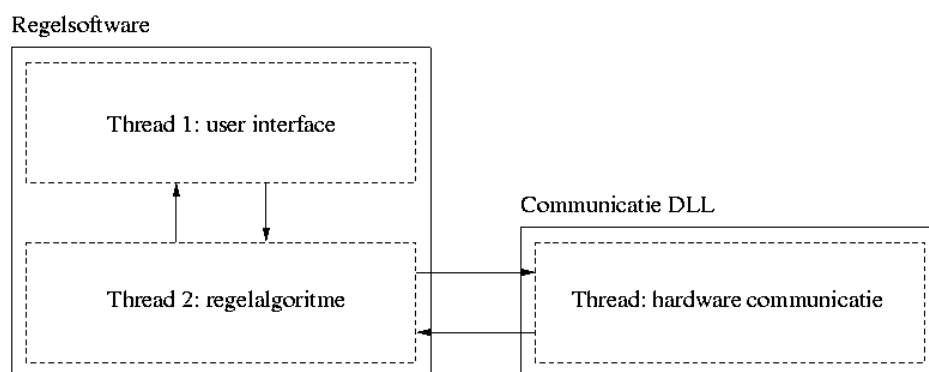
De spanningen die de DAC levert liggen tussen 0 V en 5 V . Om andere uitgangsspanningen mogelijk te maken zijn ook de uitgangen voorzien van offset-gain schakelingen.

2 Software

Om de regelsoftware af te schermen van de technische details van de communicatie met de elektronica, werd een DLL ontwikkeld die deze communicatie verzorgt. Dit vereenvoudigt de software en maakt het mogelijk het regelalgoritme in eender welke programmeertaal te implementeren.

Er zijn twee methodes waarop een programma door middel van de DLL met de elektronica kan communiceren: polling en event-driven.

Omdat polling niet erg efficiënt is zal enkel de tweede methode besproken worden. De structuur van de regelsoftware wordt weergegeven in volgend schema:



De regelsoftware heeft minstens twee threads, één om te reageren op de input van de gebruiker (de user interface thread) en één die het regelalgoritme implementeert. Deze laatste thread wordt door de communicatie DLL gewaarschuwd telkens als er nieuwe samples zijn binnengekomen. Aan de hand hiervan zal hij dan nieuwe uitgangsspanningen berekenen (drukstelwaarden voor de kleppen) en deze via de DLL doorgeven aan de elektronische kaart.

A8.2 Userinterface.

De ontwikkelde userinterface (programmeertaal: Visual Basic) wordt hieronder getoond.

The screenshot displays the 'Voltage Control' software interface, which is organized into several functional panels:

- Communication Control:** Contains 'Start Com' and 'Stop Com' buttons.
- Thread Control:** Includes buttons for 'Sensor Calibration Fase1', 'Sensor Calibration Fase2', 'Valve Calibration', 'Manual', 'Manual - Save', 'Traject - Save', 'Interact', and a 'Stop' button.
- Communication - Thread - Info:**
 - Communication:** A list of metrics (numframe, missed inframes, missed outframes, receive timeouts, transmit timeouts, receive error, transmit error, VB error) next to a vertical display showing the value '551'.
 - Thread:** Shows 'Active Thread' as 'Manual' and 'Thread Status' as 'Running'. A message box displays 'Thread Created. Thread priority set.'
- Calibration:**
 - Supply Pressure:** Radio buttons for '0 bar', '2bar', and 'Max bar'.
 - Pressure sensor:** Formula $p(\text{bar}) = a \cdot p(\text{bit}) + b$. A table lists sensor parameters:

a_sens1	0,001445
b_sens1	-1,163
a_sens2	0,001464
b_sens2	-1,189
a_sens3	0,001456
b_sens3	-1,17
a_sens4	0,001465
b_sens4	-1,191
 - Valves:** Formula $p(\text{bit}) = a \cdot p(\text{bar}) + b$. A table lists valve parameters:

a_valve1	692,734
b_valve1	82,927
a_valve2	633,049
b_valve2	172,529
a_valve3	683,396
b_valve3	89,126
a_valve4	675,167
b_valve4	3,926
- Robot Parameters:**
 - Measurement:** 'time(s)' is 5,51. A table shows parameters for alfa and beta:

	bit	*/bar
alfa	1828	135,95
beta	1828	100,96
p1	1859	1,523
p2	1909	1,606
p3	1844	1,515
p4	1825	1,483
 - Save:** A 'Filename' input field and a 'Save Measurements' button.
- Valve Control - Manual:** Controls for four valves. Each valve has a 'bit' and 'bar' display, and a control panel with buttons for -1, -10, -100, +1, +10, +100.
- dp-approach Valve Control:** Includes 'pm-alfa (bar)' and 'pm-beta (bar)' inputs, and control panels for 'dp-alfa' and 'dp-beta'.