



Vrije Universiteit Brussel
Faculteit Toegepaste Wetenschappen
Vakgroep Werktuigkunde

PWM-sturing van een antagonistisch paar pneumatische artificiële spieren

Jeroen Vandenhoudt

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

Academiejaar 2001 - 2002
Promotor: Dr. ir. Frank Daerden
Copromotor: Prof. Dr. ir. Dirk Lefeber

Dankwoord

Dit afstudeerwerk is uiteraard niet zonder de hulp en steun van anderen tot stand gekomen. Daarom zou ik iedereen willen bedanken die mij het afgelopen jaar geholpen en gesteund heeft.

Een bijzonder woord van dank gaat uit naar promotor Frank Daerden die dit werk zeer goed opvolgde en begeleidde en mij hulp bood tot op de laatste dagen, co-promotor prof. Dirk Lefeber en begeleiders Björn Verrelst en Ronald Van Ham voor de hulp bij het oplossen van allerlei elektronische en andere problemen. Ook ben ik Jean-Paul Schepens dankbaar die steeds klaar stond om mijn vragen op te lossen en André Plasschaert voor zijn technische hulp.

Tot slot wil ik de volgende mensen bedanken voor hun morele steun en de hulp bij het herlezen van de teksten: mijn zus, vader, moeder en Eefje.

Inhoud

0. Inleiding	4
1. Aan/uit ventielen	7
1.1 Inleiding	7
1.2 Matrix 820 Serie	10
1.3 Aansturing van de klep	11
1.3.1 Speed-up in tension principe	11
1.3.2 Het elektrische circuit	12
1.4 Openings- en sluitingstijden van de klep	13
1.4.1 Inleiding	13
1.4.2 Meetopstelling	13
1.4.3 Metingen	14
1.4.4 Meetresultaten	16
1.4.5 Bespreking van de resultaten	18
I. Openingstijden	18
II. Sluitingstijden	18
1.5 Verkorting van de openingstijden	19
1.6 Verkorting van de sluitingstijden	21
1.7 Samenvatting	24
2. Drukregeling op een vast volume	25
2.1 Inleiding	25
2.2 Modelleren van het te regelen systeem	25
2.2.1 Modelleren van een klep	26

2.2.2	Modellering van het volume	29
2.2.3	Het volledige model	30
2.2.4	Vergelijking van model met praktijk	30
2.3	<i>Simulatie van de drukregeling</i>	33
2.3.1	Keuze van het aantal kleppen	33
2.3.2	PWM sturing	35
2.3.3	Bang-bang controle	37
2.3.4	Prestaties van de regelaars	39
2.3.5	Besluit	41
2.4	<i>Implementatie van de drukregeling in praktijk</i>	41
2.4.1	Opstelling	41
	I. De microcontroller	42
	II. Druksensor en ADC	42
	III. Het elektrische circuit	43
	IV. De kleppencollector	44
	V. Het programma	44
2.4.2	Prestaties	45
2.5	<i>Samenvatting</i>	46
3.	Positiesturing	47
3.1	<i>Inleiding</i>	47
3.2	<i>De éénledige arm</i>	47
3.2.1	Pneumatische artificiële spieren	47
	I. Spierkarakteristieken	48
3.2.2	Antagonistische opstelling	51
	II. Karakteristieken van de arm	52
3.3	<i>Modellering van het te regelen systeem</i>	55
3.3.1	Modellering van een spier	55

3.3.2	Modellering van de arm	57
3.3.3	Het volledige model	58
3.3.4	De ΔP -controle	58
3.3.5	Vergelijking van model met praktijk	59
3.3.6	Keuze van het aantal kleppen	60
3.4	<i>Simulatie van de positiesturing in het onbelaste geval</i>	62
3.4.1	Klassieke PID-regelaar	63
I.	I-regelaar	63
II.	Invoeren van een D-actie	65
III.	Invoeren van een P-actie	66
3.4.2	Adaptieve I(D)-regelaar	66
3.5	<i>Implementatie van de positiesturing in het onbelaste geval</i>	68
3.5.1	Opstelling	68
3.5.2	Implementatie van de regelaar	68
3.5.3	Prestaties	69
3.6	<i>Simulatie van de positiesturing in het belaste geval</i>	70
3.6.1	Adaptieve PID-regelaar	70
3.7	<i>Implementatie van de positiesturing in het belaste geval</i>	71
3.8	<i>Samenvatting</i>	72
4.	Conclusie	73
5.	Instrumentatie	75
6.	Symbolenlijst	78
7.	Bibliografie	79
8.	Bijlage	80

Inleiding

Een groot probleem bij de bouw van stappende robots, is de noodzaak aan geschikte actuatoren. De belangrijkste factor bij de keuze van de actuatoren voor deze toepassing, is het gewicht. Immers, om het energieverbruik en de traagheid te beperken, wordt de massa van stappende robots liefst zo laag mogelijk gehouden.

Een tweede belangrijke vereiste bij de keuze van de actuatoren is de grote kracht (of koppel) die bij lage actuatorsnelheden moet kunnen ontwikkeld worden. Heeft de actuator andere karakteristieken, dan dringt de inbouw van een transmissie zich op. Dit dient echter vermeden te worden, gezien de vele nadelen inherent aan transmissies: een verhoging van het gewicht van het hele systeem, bijkomende energieverliezen ten gevolge van wrijving, de introductie van een extra traagheid en fenomenen zoals tandradspeling.

Tot slot is een zekere soepelheid van de actuator gewenst. Op deze manier worden schokken, die optreden tijdens het wandelen, maar vooral tijdens het lopen, beter opgevangen.

Met al deze eisen in het achterhoofd, startte de vakgroep werktuigkunde in 1995 een onderzoek naar de toepasbaarheid van pneumatische artificiële spieren (PAS). Dit onderzoek resulteerde in de ontwikkeling van een bijzonder type artificiële spier, met name de geplooidde PAS. Deze actuator is opgebouwd uit een flexibel, vezelverstevigd membraan, dat aan beide uiteinden ingeklemd is in een aluminium eindstuk. Op deze manier vormt het geheel een gesloten volume. Bij een verhoging van de interne druk zal het membraan zich opbollen, waardoor de spier samentrekt en een axiale kracht ontwikkelt. Door de plooisgewijze opbouw van het membraan kan de opbolling gebeuren zonder uitrekking van het membraan. Op deze manier wordt nutteloos energieverbruik ten gevolge van wrijving vermeden. De belangrijkste eigenschappen van deze actuator¹ zijn, het enorm lage gewicht (amper 58 g), de grote kracht die hij kan ontwikkelen (tot meer dan 3,3 kN) en de natuurlijke soepelheid waarover hij beschikt.

¹ Voor meer informatie, zie hoofdstuk “Instrumentatie”

Daar de ontwikkelde kracht evenredig is met de interne druk, vereist de sturing van deze actuator een performante drukregeling. Sommige producenten bieden zulke drukregelsystemen aan. Doorgaans zijn ze opgebouwd uit een ventiel waarvan de doorstroomsectie door een intern elektronisch circuit geregeld wordt. Het grote nadeel van deze drukregelaars is hun gewicht. Sommige wegen zelfs zeventienmaal meer dan een artificiële spier.

In dit afstudeerwerk zal, in een poging dit probleem op te lossen, onderzoek gedaan worden naar de toepasbaarheid van aan/uit ventielen voor de drukregeling in een volume. Het voordeel van deze ventielen is dat ze erg compact en licht zijn (de gekozen ventielen wegen amper 25 g). Keerzijde van de medaille is hun kleine doorstroomsectie. Dit probleem kan verholpen worden door meerdere ventielen in parallel te plaatsen. De kosten en het gewicht van het geheel zullen op deze manier toenemen. Door het afwegen van deze beide factoren zal gezocht worden naar het optimale aantal kleppen. In een tweede fase zullen deze kleppen aangewend worden voor de bouw van een drukregeling op een vast volume. Er zal gestreefd worden naar een nauwkeurige, snelle en stabiele drukregeling. In de derde en laatste fase zal deze drukregeling aangewend worden bij de positiesturing van een antagonistisch paar pneumatische artificiële spieren.

Opbouw van de thesis

In hoofdstuk 1 zullen de karakteristieken van de gekozen aan/uit ventielen opgemeten en besproken worden. Door de aanpassing van het elektrische circuit, nodig voor de aansturing van een klepje, zal getracht worden de klepkarakteristieken te verbeteren. Na optimalisatie zullen twaalf van deze schakelingen op een printplaat gelay-out en in een behuizing geplaatst worden. Op deze manier kunnen nadien twaalf klepjes door middel van een digitaal signaal, afkomstig van een microcontroller, aangestuurd worden.

In hoofdstuk 2 zullen de ventielen aangewend worden voor de bouw van een drukregeling op een vast volume. Om een goed inzicht te krijgen in het te regelen systeem en om het ontwerp van de regelaar te vereenvoudigen, zal het systeem gemodelliseerd worden in Simulink[®]. De klepkarakteristieken, die in hoofdstuk 1 opgemeten werden, zullen hierbij gebruikt worden. Na het ontwerp van de regelaar op het model zal het regelalgoritme in een microcontroller geïmplementeerd worden. Op deze manier zullen de prestaties van de regelaar in de praktijk nagegaan en geoptimaliseerd worden.

In het laatste hoofdstuk, hoofdstuk 3, zal deze drukregeling aangewend worden voor de positiesturing van een antagonistisch paar pneumatische artificiële spieren. Voor het ontwerp van de positierelelaar zal, net als in het vorige hoofdstuk, een model gebouwd worden van het te regelen systeem. Op dit model zullen een aantal regelaars getest worden, waarna de meest geschikte in praktijk geïmplementeerd en geëvalueerd zal worden. In laatste instantie zal de invloed van een externe belasting op de positierelelaar nagegaan worden.

Hoofdstuk 1

Aan/uit ventielen

1.1 Inleiding

Van pneumatische artificiële spieren werd reeds aangetoond [1] dat ze gepast zijn voor de aanwending bij stappende en lopende robots. Dit danken ze aan hun geringe gewicht, de grote krachten die ze bij lage snelheden kunnen ontwikkelen en de natuurlijke soepelheid waarover ze beschikken.

Artificiële spieren zijn opgebouwd uit een vezelverstevigd flexibel membraan, dat aan beide uiteinden ingeklemd is in een aluminium eindstuk. Het geheel vormt een gesloten volume waarin, door een toevoerbuisje aangebracht op één van de eindstukken, perslucht kan geblazen worden. In de aanwezigheid van een interne overdruk zal het membraan zich opbollen, hetgeen gepaard gaat met een axiale contractie en een daaruit resulterende krachtontwikkeling. De ontwikkelde kracht is evenredig met de interne druk en afhankelijk van de contractie¹ van de spier.

De sturing van deze actuator vereist bijgevolg een performante drukregeling. Pneumatische kleppen zijn in staat een luchtdebiet te regelen. De opname van deze kleppen in de gesloten lus van een drukregelaar stelt hen in staat de drukwaarde in een volume te regelen. Pulsbreedtemodulatie (PWM) en PI controle zijn hierbij de meest toegepaste regelschema's. Opdat het mechanisch systeem, uitgerust met artificiële spieren als actuatoren, een voldoende bandbreedte zou hebben, moet de drukregeling in staat zijn de gevraagde stelwaarde in een zo kort mogelijke tijdsspanne te realiseren. Overshoots dienen hierbij beperkt te worden. Het ligt voor de hand dat ventielen met een grote doorstroomsectie, een groter luchtdebiet kunnen leveren en bijgevolg in staat zijn de stelwaarde sneller te realiseren. Nadeel is echter dat het schakelgedrag van dergelijke kleppen, bij aanwending voor het regelen van de druk in een klein volume, vrij zenuwachtig is. Bovendien verbruiken elektromagnetisch

¹ De contractie van een spier is gedefinieerd als: $\epsilon = 1 - \frac{l_0}{l}$

met: l_0 = de ogenblikkelijke lengte van de spier

l = de ongecontracteerde (= maximale) lengte van de spier

bekrachtigde kleppen met een grote doorstroomsectie doorgaans veel elektrische energie.

Er bestaan twee verschillende werkingsprincipes voor de uitvoering van pneumatische ventielen. Enerzijds zijn er de proportionele ventielen, waarbij door middel van een interne schuif de doorstroomsectie gewijzigd kan worden. Op deze manier bekomt men een continue regeling van het luchtdebiet. Bij de tweede soort, de aan/uit ventielen, is de doorstroomsectie open of gesloten.

Hieronder worden enkele drukregelaars opgesomd. Zij zijn opgebouwd uit een drukregelsysteem en bevatten één van de twee geciteerde ventielen:

- Tecno, proportionele klep, geproduceerd door Hoerbiger-Origa, GmbH, Duitsland
- KPS 3/4, proportionele klep, geproduceerd door Kolvenbach KG, Duitsland
- EPR 100, PWM gestuurde klep, geproduceerd door Matrix S.p.A., Italië

De eerst genoemde bevat een piëzo-elektrisch bekrachtigd pilootventiel dat de luchtschuif aanstuurt. Het voordeel van deze configuratie is dat er een minimale hoeveelheid elektrische energie nodig is voor het verplaatsen van de schuif, daarentegen is er een klein continu persluchtdebiet nodig om de luchtschuif aan te sturen.

Tecno	
Nominaal vermogen	0,25 W
Reactie tijd	≈ 5 ms
Stromingscoëfficiënten: b	0,132
C	29,9 NI/(min·bar)
Maximum debiet 6 → 5 bar (rel)	115 NI/min
Gewicht	225 g

Tabel 1: Karakteristieken van de Tecno drukregelaar

De KPS 3/4 is uitgerust met een elektromagnetisch bekrachtigd ventiel. Zijn doorstroomsectie is groter dan die van de Tecno klep, hetgeen resulteert in een snellere drukregeling. Nadeel echter is zijn gewicht en de aanzienlijke hoeveelheid elektrisch vermogen nodig voor de aansturing van de klep.

KPS 3/4	
Maximaal vermogen	19 W
Reactie tijd	≈ 5 ms
Maximum debiet: 6 → 0 bar (rel)	550 NI/min
6 → 5 bar (rel)	300 NI/min
Gewicht	1 kg

Tabel 2: Karakteristieken van de KPS 3/4 drukregelaar

De EPR 100 tot slot bevat een PWM gestuurde klep. De prestaties van deze drukregelaar zijn ondermaats. De regelaar heeft 60 ms nodig voor het bewerkstelligen van een druktoename van 2 tot 4 bar (rel) in een volume van 0,03 liter bij een voedingsdruk van 8 bar (rel). Een drukafname van 4 tot 2 bar (rel) duurt volgens de fabrikant 100 ms. Daar het volume van een artificiële spier varieert tussen 0,15 en 0,30 liter zou de aanwending van deze drukregeling de bandbreedte van het systeem enorm beperken.

EPR 100	
Nominaal vermogen	2 W
Reactie tijd	≈ 5 ms
Maximum debiet 6 → 0 bar (rel)	60 NI/min
Gewicht	400 g

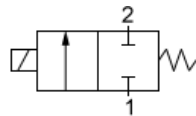
Tabel 3: Karakteristieken van de EPR 100 drukregelaar

1.2 Matrix 820 Serie

De aanwending van de KPS 3/4 drukregelaar voor de realisatie van een positiesturing op een arm, bekrachtigd door een antagonistisch paar pneumatische artificiële spieren, werd reeds uitvoerig besproken in [1]. De conclusie van dit werk vermeldt de noodzaak aan verder onderzoek naar een performantere regelkring. Vooral het zenuwachtige gedrag van de kleppen en de instabiliteit van de positiesturing in aanwezigheid van een externe belasting, verdient nog verder onderzoek. Ook het hoge gewicht van de kleppen werd als een te verbeteren punt vermeld.

In een poging om deze nadelen te verhelpen, werd gezocht naar compacte, snel schakelende, lichtgewicht aan/uit ventielen. Meest geschikt leek de 820 serie van de fabrikant Matrix, waarvan de karakteristieken in onderstaande tabel opgenomen zijn.

821 2/2 NC



Producer	Matrix S.p.A. Italië
Identification Code	OX 821.104C2KK
Dimensions (mm)	12 x 37 x 28,5
Weight	25 g
Supply voltage	5 VDC
Speed-up in tension	24 VDC
Nominal electric power	0,8 W
Response time in opening	< 1 ms
Response time in closing	< 1 ms
Maximum frequency	500 Hz
Product life expectancy	> 500 Mls cycles
Flow constants: b	0,433
C	25,7 NI/(min·bar)
Maximum flow: 6 → 0 bar (rel)	180 NI/min
6 → 5 bar (rel)	119 NI/min
Operating pressure	0 - 6 bar

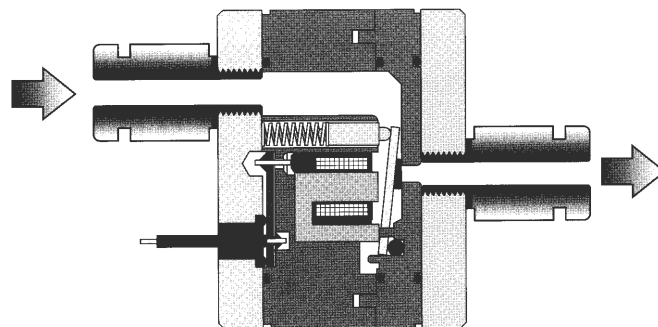
Tabel 4: Karakteristieken van de Matrix 821 2/2 NC klep

Pluspunten van deze kleppen zijn het lage gewicht en de hoge schakelfrequentie. Daartegenover staat een klein debiet en een behoorlijke hoeveelheid elektrische energie, nodig voor het openen van de klep.

1.3 Aansturing van de klep

1.3.1 Speed-up in tension principe

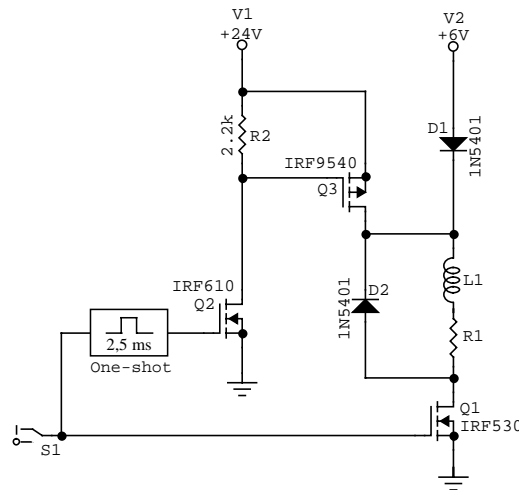
De sturing van de klep gebeurt volgens het zogenaamd “Speed-up in tension” principe waarbij initieel een hogere spanning (= de openingsspanning) aangelegd wordt om de klep sneller te openen. De fabrikant schrijft een spanning van 24 V voor die gedurende 2,5 ms moet aangehouden worden. Gezien de interne weerstand van $30\ \Omega$ zal deze spanning aanleiding geven tot de opbouw van de stroom doorheen het bekrachtigingsspoeltje van nul tot 0,8 A. De door deze stroom ontwikkelde kracht stelt het spoeltje in staat het klepflappertje naar zich toe te trekken. Deze beweging wordt tegengewerkt door het drukverschil tussen in- en uitlaat van de klep en door de kracht die het veertje op het flappertje uitoefent. Na 2,5 ms mag men er volgens de producent van uit gaan dat de klep volledig geopend is. De spanning kan dan verlaagd worden tot 5 V, waardoor de stroom zal afnemen tot 0,17 A. Aangezien in volledig geopende toestand alleen de veerkracht de elektromagnetische kracht tegengewerkt, is deze stroom voldoende om er voor te zorgen dat de klep niet opnieuw sluit. Figuur 1 toont een dwarsdoorsnede van de klep waarop alle kleponderdelen duidelijk zichtbaar zijn.



Figuur 1: Dwarsdoorsnede van een Matrix 821 2/2 NC klep

1.3.2 Het elektrische circuit

Het onderstaand elektrisch schema zorgt voor de realisatie van het hierboven beschreven spanningsverloop. De aansturing geschiedt via het digitale signaal S_1 .



Figuur 2: Elektrisch circuit voor “Speed-up in tension” sturing van de klep

De klep is uiterst rechts voorgesteld door een serieschakeling van weerstand R_1 en inductantie L_1 . Om de spanningsval over diode D_1 (≈ 800 mV) en mosfet Q_1 (≈ 40 mV) te compenseren is een 6 V spanningsbron in het circuit opgenomen om de nominale spanning van 5 V te leveren. Diode D_2 is een vrijlooptdiode die in werking treedt zodra de klep uitgeschakeld wordt.

De schakeling werkt als volgt: wanneer signaal S_1 overgaat van nul naar 5 V, zal de one-shot een opgaande flank aan zijn ingang detecteren. Hij zal hierop reageren door zijn uitgang gedurende 2,5 ms hoog te maken, op voorwaarde dat zijn ingangssignaal gedurende deze periode ook hoog blijft. Aansturing van mosfet Q_2 gelijktijdig met Q_1 plaatst een spanning van iets minder dan 24 V over de klep (in werkelijkheid komt er 23,75 V over de klep te staan ten gevolge van de spanningsval over mosfet Q_1 en Q_3). Brengt men alleen mosfet Q_1 in geleiding dan zal er een spanning van 5 V over de klep komen te staan. Dit is in werkelijkheid 5,16 V ten gevolge van de spanningsval over diode D_1 en mosfet Q_1 .

Bovenstaand elektrisch circuit werd in eerste instantie op gelijkaardige wijze met bipolaire transistoren gebouwd. Echter, om de spanningsvallen over de transistoren beperkt te houden is een vrij grote basisstroom nodig, welke onmogelijk rechtstreeks door signaal S_1 , afkomstig van de microcontroller, geleverd kan worden. Ook na aanwending van Darlington-transistoren en buffers bleken spannings- en vooral vermogensverliezen in het circuit niet verwaarloosbaar. Een significante verbetering werd bekomen door de aanwending

van mosfets. Hun karakteristieken zijn vergelijkbaar met die van transistoren, zij het dat deze componenten spanningsgestuurd zijn daar waar een bipolaire transistor stroomgestuurd is.

1.4 Openings- en sluitingstijden van de klep

1.4.1 Inleiding

Wanneer een spanning wordt aangelegd aan een klep, zal het nog een tijdje duren vooraleer het flappertje in beweging komt en er een massadebiet doorheen de klep stroomt. Ook bij het wegvallen van de spanning zal de klep niet onmiddellijk sluiten. Daar de aanwezigheid van deze openings- en sluitingsvertragingen een belangrijke invloed uitoefent op de prestaties van de drukregeling, is het noodzakelijk deze tijden goed te kennen. Ook met het oog op het maken van een model van de kleppen zijn deze tijden van groot belang.

Er werken voornamelijk drie krachten in op het flappertje. Ten eerste de elektromagnetische kracht, uitgeoefend door het spoeltje, die de klep tracht te openen bij bekrachtiging. Ten tweede de veerkracht die er voor zorgt dat de klep sluit bij het wegvallen van de spanning. Tot slot is er nog de drukkracht die ontstaat door het drukverschil tussen in- en uitlaat van de klep. Te verwachten valt dat hoe groter het drukverschil, hoe trager de klep zal openen en hoe sneller ze zal sluiten. Dit zal dan ook proefondervindelijk nagegaan worden. Tijdens deze tests zal ook nagegaan worden wat het effect is van het wegnemen van het veertje. Een kortere openingstijd en een langere sluitingstijd zijn hier te verwachten.

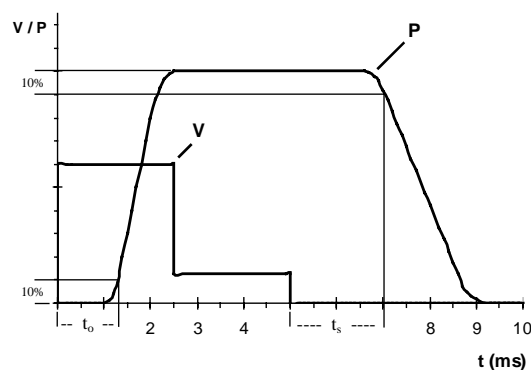
1.4.2 Meetopstelling

Een expansievatje met een inhoud van 0,4 liter, geplaatst tussen persluchtvoeding en klepinlaat, voorkomt een sterke voedingsdrukdaling bij opening van de klep. Aan de uitlaat is de klep doorverbonden met een groot volume van ongeveer 11 liter. Een druksensor vlak achter de klep geplaatst (afstand tussen klepuitlaat en druksensor ≈ 7 mm) zal gebruikt worden voor het schatten van de tijdsvertragingen. Ook in de voedingslijn van de klep is een druksensor opgenomen die toelaat, samen met de druksensor aan klepuitlaat, het drukverschil over de klep te meten.

1.4.3 Metingen

Het openen van de klep geeft aanleiding tot een drukstijging die kan waargenomen worden aan klepuitlaat, ter hoogte van de aldaar geplaatste druksensor. De tijd die verloopt tussen het aansturen van de klep en deze stijging is indicatief voor de openingsvertraging van de klep. Daar het moeilijk is het exacte tijdstip te bepalen waarop de drukstijging begint, werd als referentiepunt het tijdstip genomen waarop de druk tot 10% van de totale druktoename gestegen is. Sluiting van de klep geeft aanleiding tot een drukdaling aan klepuitlaat. Het tijdstip, gemeten ten opzichte van het moment waarop het bevel tot sluiting gegeven wordt, waarop de druk gedaald is met 10% van de totale drukafname, wordt gedefinieerd als zijnde de sluitingstijd.

Onderstaande figuur schetst een geïdealiseerd spannings- en drukverloop. Op het tijdstip $t = 0$ wordt een spanning van 24 V aangelegd. Twee en een halve milliseconden² later wordt de spanning verlaagd tot 5 V. Het signaal P vertolkt het drukverloop vlak achter de klep. De openings- ($= t_o$) en sluitingstijd ($= t_s$), bepaald volgens de hierboven uiteengezette methode, werden op de schets aangeduid.

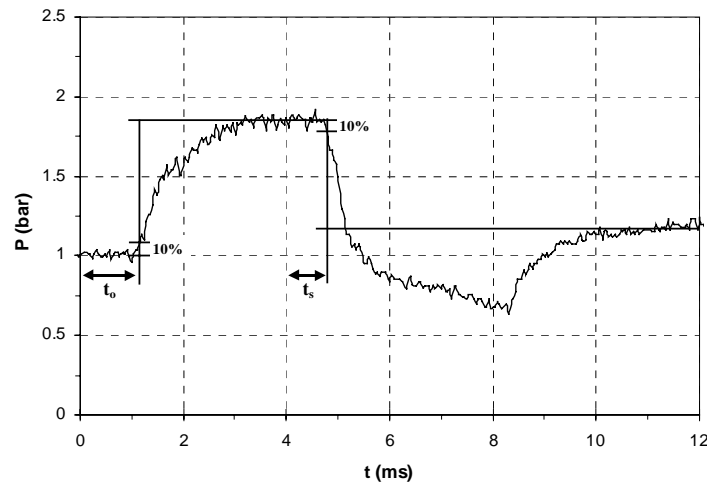


Figuur 3: Definitie openings- en sluitingstijd

De bepaling van de tijdsvertragingen is in de praktijk niet altijd even voor de hand liggend zoals blijkt uit de onderstaande grafiek. De grafiek toont het drukverloop waargenomen aan klepuitlaat. De klep wordt aangestuurd op het tijdstip $t = 0$ ms en het stuursignaal valt weer weg op $t = 4$ ms. Dit beeld toont aan dat men een keuze dient te maken voor de referentiedruk, ten opzichte waarvan de 10% drukverschillen bepaald worden. In dit geval bijvoorbeeld zou men voor de bepaling van de sluitingstijd ook kunnen kiezen voor een referentiedruk van ongeveer 0,7 bar in plaats van de hieronder gekozen referentiedruk van 1,2 bar.

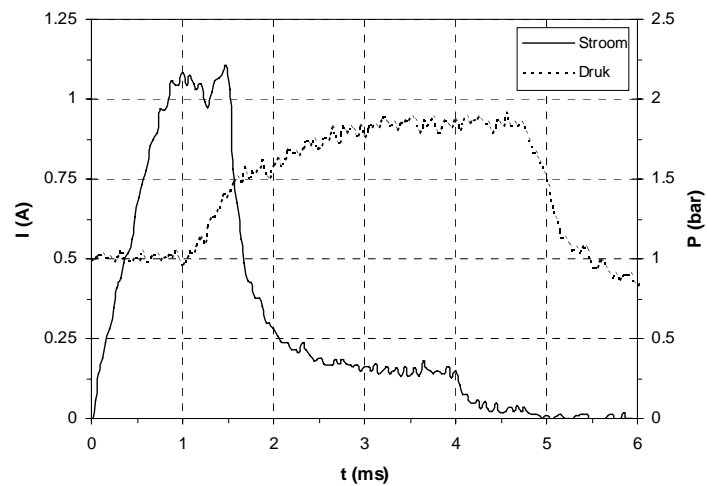
² Tijdens de proeven werd de spanning van 24 V zolang aangehouden als nodig om er zeker van te zijn dat de klep open is.

Echter, de fout op de tijdsvertraging die resulteert uit de keuze van een andere referentiedruk is erg klein.



Grafiek 1: Drukverloop aan klepuitlaat bij kortstondige opening van de klep

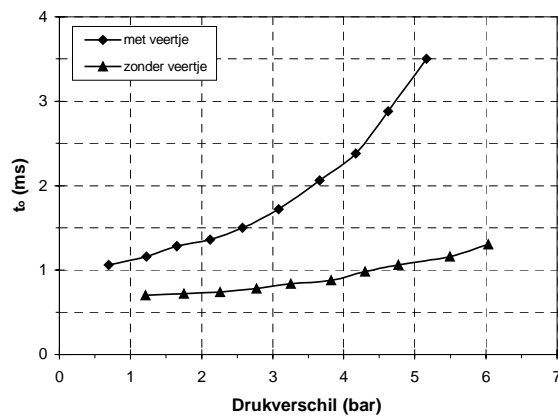
Een andere manier om de openingstijd van de klep te bepalen is te kijken naar de stroom doorheen het spoeltje. Het aanleggen van een spanning over dit spoeltje om de klep te openen resulteert in een exponentiële stroomtoename met als tijdsconstante $\tau = L/R$. L staat voor de zelfinductiecoëfficiënt van het spoeltje, R voor zijn weerstand. Deze zelfinductiecoëfficiënt kan vereenvoudigd geschreven worden als $L = N^2/R_m$, waarbij N staat voor het aantal windingen en R_m voor de reluctantie of magnetische weerstand. In Figuur 1 kan men zien dat het spoeltje aangebracht is over één been van een U-vormige kern. Wanneer men de klep aanstuurt zal het metalen flappertje tegen de U-vormige kern getrokken worden. De reluctantie van het magnetische circuit dat doorlopen wordt door de veldlijnen opgewekt door het spoeltje zal bijgevolg verkleinen, waardoor de inductantie van het spoeltje toeneemt. Deze plotse wijziging van L geeft aanleiding tot een knik in het stroomverloop. Het tijdstip waarop deze knik optreedt komt overeen met het tijdstip waarop het flappertje volledig open staat. Dit tijdstip zou dus kunnen gebruikt worden voor de bepaling van de openingstijd van de klep. Merk op dat er op dat ogenblik al een debiet doorheen de klep stroomt. Omdat het belangrijker is te weten vanaf wanneer er een debiet doorheen de klep stroomt, wordt er gekozen voor de eerst genoemde manier voor de bepaling van de openingstijd.



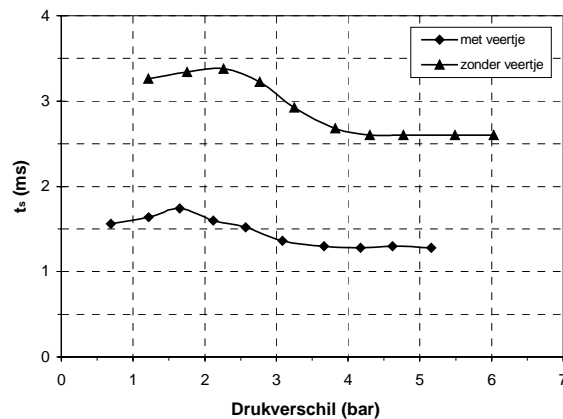
Grafiek 2: Stroom door klepspoeltje en drukverloop aan klepuitlaat bij kortstondige opening van de klep (openingsspanning = 36V gedurende 1,5 ms)

1.4.4 Meetresultaten

Voor de bepaling van de tijdsvertragingen werd gebruik gemaakt van een digitale scoop. Meetresultaten opgetekend bij beproeving van een klep met en zonder veertje zijn in de onderstaande grafieken weergegeven.

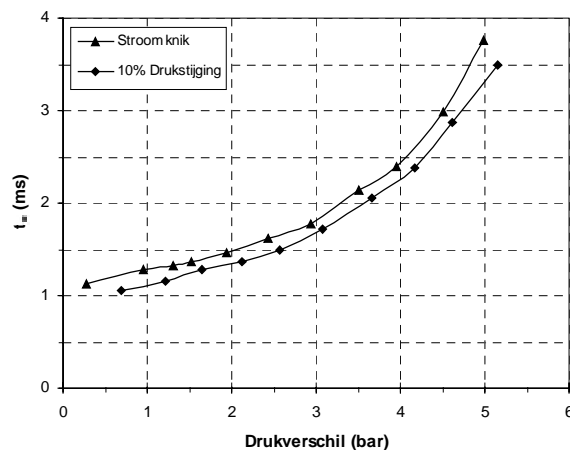


Grafiek 3: Openingstijden van de klep in functie van het drukverschil



Grafiek 4: Sluitingstijden van de klep in functie van het drukverschil

In de vorige paragraaf werd er gesproken over de bepaling van het tijdstip waarop een knik in het stroomverloop optreedt als alternatieve manier voor de bepaling van de openingstijd. Het tijdstip geeft aan wanneer het klepflappertje volledig open staat. Zoals de onderstaande grafiek toont, zijn de alzo bepaalde openingstijden iets groter dan diegene bepaald op basis van de 10 % drukstijging.



Grafiek 5: Openingstijden van de klep met veertje in functie van het drukverschil, bepaald op twee verschillende manieren

Al deze metingen werden uitgevoerd met een vaste voedingsdruk (6 bar (rel)) en een variërende stroomafwaartse druk. De waargenomen tijdsvertragingen zijn goed repeeteerbaar, daar bij verificatie van de meetpunten steeds dezelfde resultaten gevonden werden.

1.4.5 Bespreking van de resultaten

I. Openingstijden

De resultaten liggen volledig in de lijn van de verwachtingen. Het blijkt inderdaad dat een groter drukverschil leidt tot een langere openingstijd. De verwijdering van het veertje uit de klep zorgt voor een verkorting van de tijdsvertraging. Merk ook op dat een verdrievoudiging van de openingstijd te verwachten is bij grote drukverschillen in de aanwezigheid van het veertje. Hieruit kan geconcludeerd worden dat het aangewezen is het veertje uit de klep te verwijderen wanneer met grote drukverschillen gewerkt wordt. Men dient er wel rekening mee te houden dat in afwezigheid van het veertje de klep zal gaan lekken wanneer het drukverschil daalt onder de 1,5 bar. Het is immers de kracht, geleverd door het drukverschil en het veertje, die er moet voor zorgen dat de klep niet lekt in gesloten toestand. De openingstijden zijn snel in vergelijking met die van gangbare kleppen die, naargelang de grootte van de plunjer, reactietijden gelegen tussen 5 en 30 ms hebben. Reactietijden van minder dan 1 ms, zoals door de producent medegedeeld (configuratie met veertje), worden echter niet gehaald.

II. Sluitingstijden

Het weghalen van het veertje heeft nog een nadelig effect, zo blijkt uit Grafiek 4. De vermindering van de kracht, uitgeoefend op het flappertje, zal er voor zorgen dat de sluitingstijd toeneemt. Op dezelfde grafiek ziet men dat het drukverschil over de klep niet zo een grote rol speelt als bij de openingstijd. Immers, wanneer de klep volledig open staat zal de druk aan beide zijden van het flappertje identiek zijn en het drukverschil zal bijgevolg niet onmiddellijk bijdragen tot een snellere sluiting van de klep. Het is pas in laatste instantie, wanneer de klep bijna dicht is, dat er een drukverschil zal ontstaan over het flappertje. Dit verklaart de kleine invloed van de druk op de sluitingstijden.

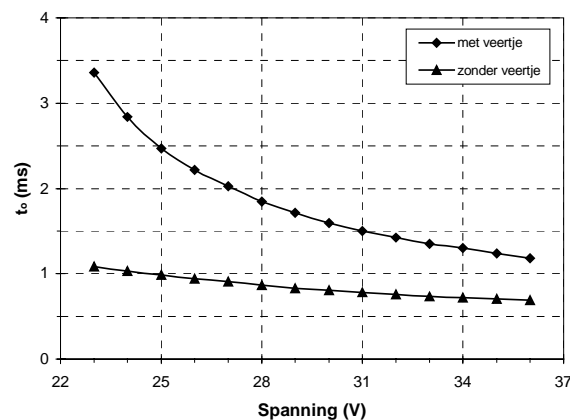
1.5 Verkorting van de openingstijden

Het is logisch dat de klep des te sneller zal openen, naarmate de krachtenresultante op het flappertje groter wordt. Drie krachten beïnvloeden deze resultante:

- het drukverschil
- de veerkracht
- de elektromagnetische kracht

Er werd reeds vastgesteld dat hoe kleiner het drukverschil is, hoe sneller de klep opent. Ook de invloed van het veertje werd reeds besproken. De enige manier waarop de openingstijd nog kan verbeterd worden is door de elektromagnetische kracht, uitgeoefend door het spoeltje op het flappertje, te vergroten. Hiertoe moet initieel een grotere openingsspanning aangelegd worden, zodat er een grotere bekrachtigingsstroom doorheen het spoeltje loopt. Om het optreden van een spanningsdoorslag te vermijden moet deze spanningstoename beperkt blijven. Een grotere stroom zal ook aanleiding geven tot meer Joulese-verliezen. Dit is niet alleen nadelig voor de autonomie van de drukregeling wanneer aangewend op bijvoorbeeld autonome robots, maar er kunnen zich lokaal ook te grote warmteontwikkelingen voordoen in het stuurcircuit of in het klepje zelf.

Onderstaande grafiek geeft de invloed van de openingsspanning³ op de openingstijd van de klep.

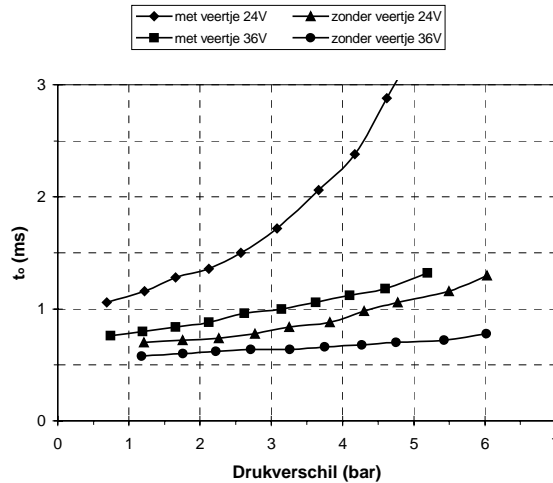


Grafiek 6: Invloed van de openingsspanning op de openingstijd
($P_{\text{verschil}} = 4,6 \text{ bar}$)

³ De openingsspanning in Grafiek 6 is de spanning die effectief over de klep komt te staan. Dit is de waarde van de voedingsspanning V_1 (zie Figuur 2), verminderd met de spanningsval over mosfet Q_1 en Q_3 .

De klep zonder veertje vertoont een nagenoeg lineaire verbetering van de openingsvertraging bij toenemende spanning. Bij de klep met veertje worden grotere winsten geboekt, zelfs wanneer de openingsspanning slechts enkele volts hoger ligt dan de voorgeschreven 24V.

De volgende grafiek toont de verbetering van de openingstijd in functie van het drukverschil wanneer er voor een openingsspanning van 36 V geopteerd wordt in plaats van de voorgeschreven 24 V.



Grafiek 7: *Openingstijden van de klep in functie van het drukverschil bij een openingsspanning van 24V en 36V*

De geboekte verbeteringen zijn van die aard dat men er voortaan kan vanuit gaan dat de klep met veertje, bij drukverschillen kleiner dan 6 bar, binnen de 1,5 ms zal openen. Voor een klep zonder veertje is dit zelfs binnen een tijdsspanne van 1 ms. De tijdsconstante van het one-shot circuit kan bijgevolg van 2,5 ms naar 1,5 ms verlaagd worden.

Om de elektrische belasting van de klep ten gevolge van de verhoogde openingsspanning te beperken, werd een elektrisch circuit ontwikkeld dat er voor zorgt dat de openingsspanning verlaagd wordt tot 5 V van zodra het klepflappertje open staat. Op deze manier verkort de tijd gedurende dewelke de klep blootgesteld wordt aan de hoge openingsspanning van 36 V. Het systeem is gebaseerd op het stroomverloop doorheen de klep. Grafiek 2 gaf aan dat deze stroom een knik vertoont op het ogenblik dat het klepflappertje helemaal open staat. Ten gevolge van deze knik wordt de tijdsafgeleide van de stroom even negatief. Een opamp, geschakeld als differentiator, berekent de afgeleide van de stroom doorheen de klep. Deze afgeleide wordt door een comparator vergeleken met een kleine, negatieve spanning. Van zodra de afgeleide daalt onder deze waarde, wordt de klepspanning verlaagd tot 5 V. Ter beveiliging werd het one-shot circuit parallel

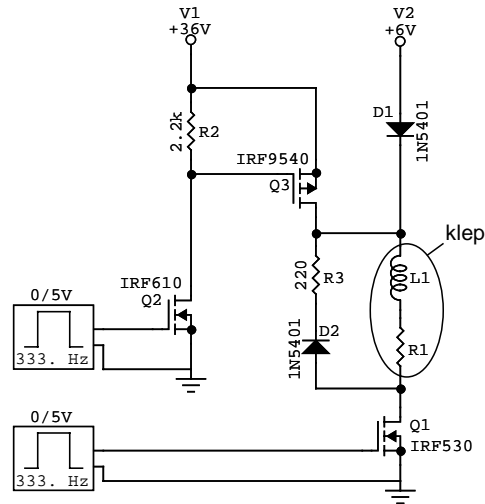
geschakeld met dit uitschakelmechanisme zodat de spanning sowieso na 1,5 ms verlaagd wordt.

Wegens de omvang van deze schakeling en om de complexiteit van het elektronisch circuit te beperken, werd het systeem niet verder gebruikt, ondanks het feit dat het wel degelijk de taak waarvoor het ontworpen was vervulde.

1.6 Verkorting van de sluitingstijden

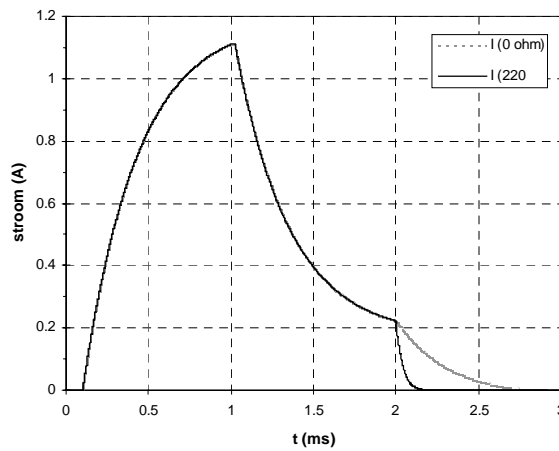
Wanneer de stuurspanning S_1 (zie Figuur 2) op nul valt gaan alle mosfets uit geleiding. Om de spanningspiek die ontstaat bij onderbreking van de stroom doorheen het klepspoeltje op te vangen, werd een vrijloopdiode geplaatst in parallel met de klep. Nadat de mosfets gesperd zijn zal de stroom aldus blijven circuleren in de lus R_1, L_1, D_2 . Ten gevolge van energiedissipatie in de weerstand R_1 , zal de stroom exponentieel afnemen met tijdsconstante $\tau = L_1/R_1$. Zolang er een stroom loopt doorheen het bekrachtigingsspoeltje zal het flappertje in zekere mate aangetrokken blijven. Hierdoor wordt de sluiting van de klep uitgesteld. Het is dus van groot belang er voor te zorgen dat de stroom, na het wegvallen van de stuurspanning, zo snel mogelijk verdwijnt. Dit kan verwezenlijkt worden door een weerstand ($= R_{\text{vrijloop}}$) in serie te plaatsen met de vrijloopdiode D_2 . Deze weerstand brengt de tijdsconstante op $L_1/(R_1 + R_{\text{vrijloop}})$. Hoe groter deze weerstand, hoe meer energie er zal gedissipeerd worden en hoe sneller de stroom zal verdwijnen. Maar, een grote weerstand geeft aanleiding tot een grote negatieve spanningspiek over de klep, welke zou kunnen leiden tot beschadiging van het elektrisch circuit.

De onderstaande figuur toont het elektrisch schema dat gebruikt werd voor het uitvoeren van simulaties in CircuitMaker[®]. De weerstand R_3 (= de vrijloopweerstand) werd hierbij telkens gevarieerd. De stroom- en spanningsverlopen werden na simulatie geëvalueerd. Als compromis oplossing tussen het snel verdwijnen van de stroom en het beperken van de spanningspiek over de klep werd gekozen voor een weerstand van 220Ω .



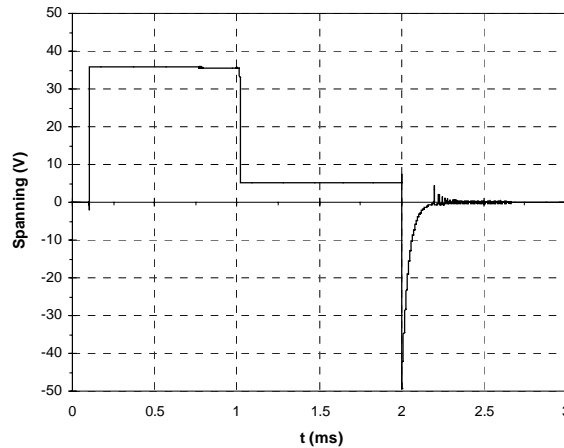
Figuur 4: Elektrisch circuit met vrijloopweerstand voor “Speed-up in tension” aansturing van de klep

Onderstaande grafiek toont het gesimuleerde stroomverloop doorheen de klep. Merk op dat de openingsspanning van 36 V op het tijdstip $t = 0,1$ ms aangelegd werd. Na 1 ms werd de spanning verlaagd tot 5 V en na 2 ms viel het stuursignaal weer op nul.



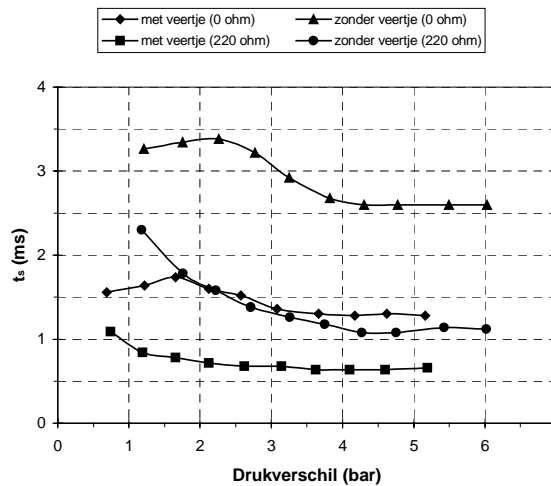
Grafiek 8: Stroom door het klepspoeltje zonder en met vrijloopweerstand

Grafiek 9 toont het overeenkomstig spanningsbeeld over de klep. De negatieve spanningspiek die ontstaat over de klep wanneer een vrijloopweerstand van $220\ \Omega$ geplaatst wordt, is duidelijk zichtbaar. Zonder vrijloopweerstand verdwijnt deze piek volledig.



Grafiek 9: Spanning over het klepspoeltje met vrijloopweerstand = $220\ \Omega$

Er werden opnieuw metingen van de sluitingstijd in functie van het drukverschil uitgevoerd. De resultaten met en zonder vrijloopweerstand zijn in volgende grafiek weergegeven.



Grafiek 10: Sluitingstijden in functie van het drukverschil zonder en met vrijloopweerstand van $220\ \Omega$

Zowel voor de configuratie met als zonder veertje worden aanzienlijke winsten geboekt door de plaatsing van een vrijloopweerstand.

1.7 Samenvatting

In dit hoofdstuk werden de karakteristieken van de Matrix 821 2/2 kleppen besproken. Openings- en sluitingstijden van de klep werden experimenteel opgemeten. Om de openingstijd van het ventiel te verkorten werd de openingsspanning verhoogd van 24 V naar 36 V. De sluitingsvertraging werd verkleind door de plaatsing van een vrijloopweerstand van 220 Ω . Ook de voor- en nadelen van de verwijdering van het klepveertje werden in dit hoofdstuk besproken. Tot slot dient er opgemerkt te worden dat er niet nagegaan werd welke invloeden deze twee maatregelen (verhoging van de openingsspanning en het plaatsen van een vrijloopweerstand) op de levensduur van de klep zullen hebben. Dit valt immers buiten de opdracht van dit afstudeerwerk.

Hoofdstuk 2

Drukregeling op een vast volume

2.1 Inleiding

De kracht die een pneumatisch artificiële spier kan ontwikkelen is evenredig met zijn interne druk. Een nauwkeurige, snelle en stabiele drukregeling is daarom uitermate belangrijk voor de controle van deze actuator. In dit hoofdstuk zal getracht worden een drukregeling te ontwerpen die aan deze eisen voldoet. Het ontwerp, de afstelling en evaluatie van de regelaar zullen gebeuren op een vast volume. Dit maakt een nauwkeurig observatie van het regelgedrag, in de afwezigheid van de invloeden van volumeveranderingen, mogelijk.

In eerste instantie zal een model gebouwd worden van het te regelen systeem. Op dit model kunnen op een snelle en eenvoudige manier een aantal regelschema's getest worden. Het meest geschikte regelschema zal nadien in de praktijk getest en verder afgesteld worden. De sturing van het reële systeem zal gebeuren vanuit een microcontroller die via het elektrische circuit, besproken in het vorige hoofdstuk, de kleppen aanstuurt. De aangewende kleppen zijn de in § 1.2 besproken Matrix 820 ventielen. Het is vanzelfsprekend dat hoe meer kleppen men gebruikt, hoe sneller men kan reageren op een wijziging van de drukstelwaarde. Langs de andere kant verhoogt dit de kosten, het gewicht en het elektrische energieverbruik. Daarom zal er getracht worden het aantal kleppen te minimaliseren.

2.2 Modellering van het te regelen systeem

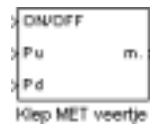
De implementatie van een regelalgoritme in assembler is een moeilijke en tijdrovende taak. Bovendien kunnen programmeerfouten aan de basis liggen van een schijnbaar ongeschikt regelalgoritme. Veel eenvoudiger om de prestaties van verschillende regelaars onderling te vergelijken, is het bouwen van een model. Simulink[®], een programma dat deel uitmaakt van het Matlab[®]-pakket, leent zich uitstekend tot het maken van dergelijke modellen. In de volgende paragrafen wordt de opbouw van de verschillende onderdelen van het te regelen systeem besproken.

2.2.1 Modelling van een klep

Het modelleren van een klep gebeurt door middel van een “blokje”, ook wel een submodel genoemd, met de volgende ingangsvariabelen:

- ON/OFF : het stuursignaal om de klep te openen (indien het signaal de waarde één aanneemt) en te sluiten (indien het signaal de waarde nul aanneemt)
- $P_u (= P_{\text{upstream}})$: staat voor de absolute druk die heerst aan klepinlaat, uitgedrukt in bar
- $P_d (= P_{\text{downstream}})$: is de absolute druk heersend aan klepuitlaat, eveneens uitgedrukt in bar

Uitgangsvariabele van dit submodel is “m.” (= \dot{m} in kg/s), die het massadebiet vertegenwoordigt dat door de klep stroomt.



Figuur 1: Submodel voor de modellering van een klep

Bij de stroming van lucht doorheen een sectie¹ wordt het massadebiet bepaald door de grootte van de doorstroomsectie en de druk die heerst voor en achter deze sectie. Een klep kan beschouwd worden als een opeenvolging van een aantal doorstroomsecties. Het massadebiet kan dan door middel van de volgende formules berekend worden:

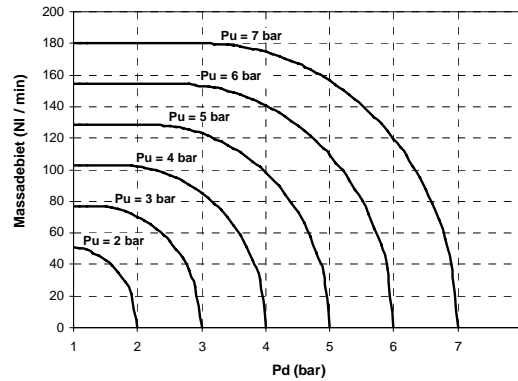
$$\dot{m} = C P_u \rho_o \sqrt{\frac{293}{T_u}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_d/P_u - b}{1 - b} \right)^2} \quad \text{als } \frac{P_d}{P_u} \geq b \quad (1)$$

$$= C P_u \rho_o \sqrt{\frac{293}{T_u}} \quad \text{als } \frac{P_d}{P_u} \leq b \quad (2)$$

zoals ook aangegeven in de normen ISO 6358 en CETOP RP 50P. Wanneer choking optreedt in de klep vervalt, vergelijking één en bepaalt vergelijking twee het massadebiet. De stroomafwaarts heersende druk P_d heeft dan geen invloed meer op het debiet. Constanten b en C zijn de stromingscoëfficiënten van de klep. Deze zijn volgens de producent respectievelijk gelijk aan 0,433 (dimensieloos) en 25,7 NI/(min·bar). ρ_o is de luchtdichtheid bij standaard omstandigheden (20°C en

¹ Onderstel een wrijvingsloze, adiabate stroming van droge lucht, die als een ideaal gas kan beschouwd worden.

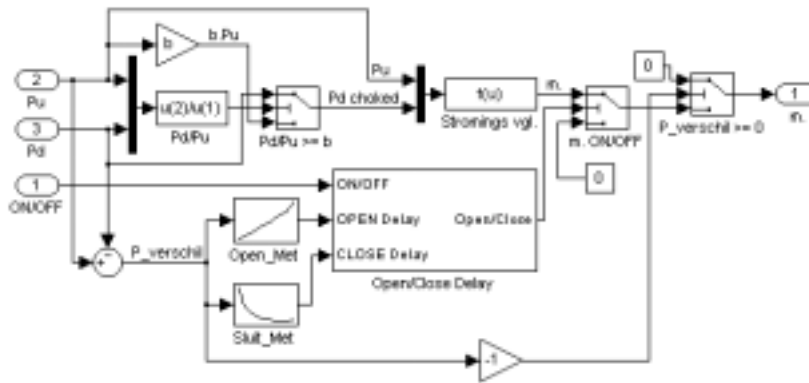
1 bar) en T_u is de stroomopwaarts gemeten temperatuur. Het massadebiet dat door een klep stroomt in functie van de drukken P_u en P_d , berekend met de bovenstaande formules, is in onderstaande grafiek weergegeven.



Grafiek 1: Massadebiet doorheen de klep bij verschillende stroomopwaartse drukken ($= P_u$) en een variërende stroomafwaartse druk ($= P_d$)

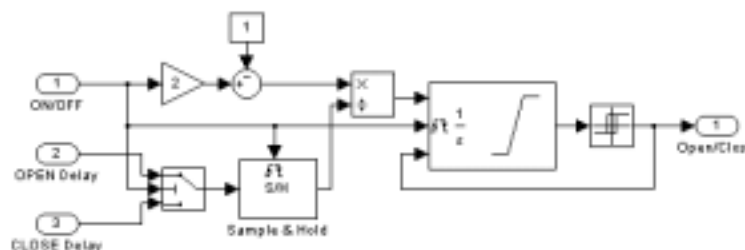
Om de openings- en sluitingsvertragingen bij het modelleren in rekening te brengen werden de karakteristieken, die in het vorige hoofdstuk opgemeten en besproken werden, in het model opgenomen. De blokjes “Open_Met” en “Sluit_Met” bevatten respectievelijk de openings- en sluitingstijdsvertragingen van een klep met veertje. Het volstaat deze karakteristieken te vervangen door de karakteristieken van een klep zonder veertje voor de modellering van een klep zonder veertje. Deze blokjes met als ingangsgrootte het drukverschil over de klep, berekenen de hieruit resulterende tijdsvertraging. De submodule “Open/Close Delay” zorgt er op zijn beurt voor dat het stuursignaal “ON/OFF”, dat zorgt voor het openen en sluiten van de klep, met de berekende tijd vertraagd wordt.

Het blokje “Stromings vgl.” bevat de vergelijking (1). Wanneer $P_d/P_u \leq b$ wordt de waarde van P_d (zie “Pd choked”) vervangen door $b \cdot P_u$. Dit gebeurt in de drie blokjes die het blok “Stromings vgl.” voorafgaan. Op deze manier bekomt men wanneer nodig de vergelijking (2). Het blokje “m. ON/OFF” zorgt er voor dat er geen massadebiet door de klep stroomt zolang deze gesloten is. Het hierop volgende blokje “P_verschil ≥ 0 ” werd toegevoegd om niet toegelaten berekeningen bij het nul worden van het massadebiet, te vermijden. De volledige interne opbouw van het submodel uit Figuur 1 is hieronder weergegeven.



Figuur 2: De interne opbouw van het submodel “Klep MET veertje”

De onderstaande figuur toont de interne opbouw van de submodule “Open/Close Delay” die er voor zorgt dat het signaal ON/OFF met de voorgeschreven tijd vertraagd wordt. Wanneer de klep open gestuurd wordt, zal het signaal ON/OFF een nul-één transitie ondergaan. De Sample & Hold zal op deze transitie reageren door de openingstijdsvertraging, die via poort twee de submodule binnenkomt, te onthouden. Deze tijd zal dienst doen als tijdsconstante voor de integrator die zonet gereset werd. De integrator zal, al naargelang de klep het bevel tot openen of sluiten gekregen heeft, respectievelijk de waarde +1 of -1 gedeeld door, de door de Sample & Hold bepaalde tijdsconstante, integreren. Wanneer de klep het bevel tot openen krijgt, zal de uitgang van de integrator bijgevolg lineair toenemen (integreren van +1) van nul tot één in een tijd gelijk aan de openingstijdsvertraging. Bereikt de uitgang van de integrator de waarde één, dan wordt de uitgang van de submodule gelijk aan één en kan er een massadebiet doorheen de klep stromen (zie Figuur 2). Het bijzondere van deze submodule is dat wanneer het ON/OFF signaal weer op nul valt nog voor de uitgang van de integrator gelijk aan één geworden is, de uitgang “Open/Close” niet meer één zal worden. Dit is equivalent met het feit dat wanneer een klep wordt aangestuurd en het stuursignaal vervolgens weer weggenomen wordt nog voor de klep open gegaan is, de klep niet zal openen.



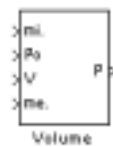
Figuur 3: De interne opbouw van het submodel “Open/Close Delay”

2.2.2 Modelling van het volume

Voor het modelleren van het vast volume werd eveneens voor een submodel gekozen. De ingangsgrootheden van dit blok zijn:

- “mi.” & “me.”: deze stellen respectievelijk het in- (= \dot{m}_i) en het uitstromend (= \dot{m}_e) massadebiet voor, uitgedrukt in kg/s.
- V: een constante die de inhoud van het volume bepaalt (in m³)
- P₀: de initieel aanwezige druk (in bar)

De uitgangsgrootheid van deze submodule is de druk in het volume.

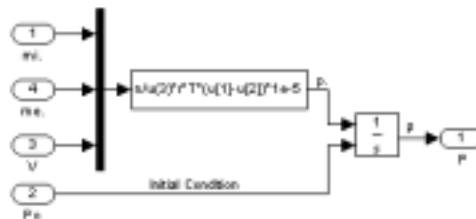


Figuur 4: Submodel voor de modellering van het volume

Gebruik makend van de eerste hoofdwet van de thermodynamica kan de drukverandering in een constant volume berekend worden, uitgaande van het in- en uitstromend massadebiet:

$$\dot{p} = \frac{n r}{V} (T_i \dot{m}_i - T_v \dot{m}_e) \quad (3)$$

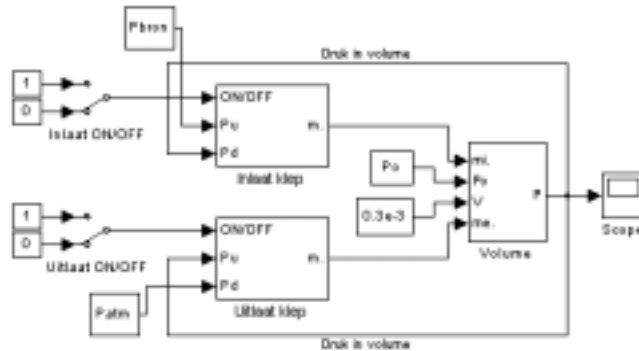
De variabele n staat voor de polytrope exponent, r is de gasconstante voor droge lucht, T_i de temperatuur van de instromende lucht en T_v de ogenblikkelijke temperatuur in het volume. Er zal ondersteld worden dat beide temperaturen gelijk zijn aan 293 K. Het resultaat van de implementatie van deze vergelijking in Simulink[®] is hieronder afgebeeld.



Figuur 5: De interne opbouw van het submodel “Volume”

2.2.3 Het volledige model

Een correcte samenbouw van de twee voorgaande submodellen laat toe het volledige systeem, de kleppen samen met het volume, te modelleren. Onderstaande figuur geeft een voorbeeld.



Figuur 6: Model van een volume voorzien van één inlaat- en één uitlaatklep

Wil men meerdere inlaatkleppen met het volume verbinden volstaat het de debieten “m.” op te tellen en het resultaat te verbinden met de ingang “mi.” van het blok “Volume”. De plaatsing van meerdere uitlaatkleppen geschiedt op analoge manier.

2.2.4 Vergelijking van model met praktijk

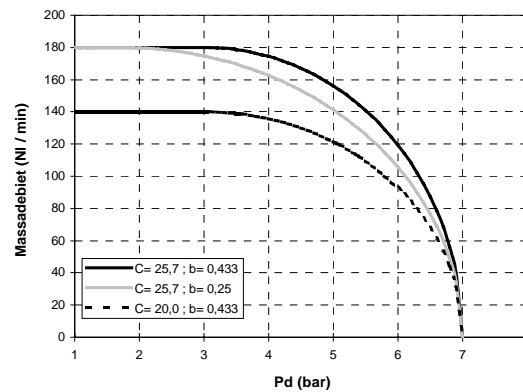
Alvorens dit model aan te wenden voor de evaluatie van een aantal regelalgoritmes, dient eerst nagegaan te worden in hoeverre het model met de praktijk overeenstemt. Om dit na te gaan werd één inlaat- en één uitlaatklep aan een klein volume (= 395 cc) gekoppeld. Een druksensor maakt het mogelijk de interne druk permanent op te volgen. Voor de aanvang van de metingen werden de voedings- en de atmosferedruk bepaald. Er werden twee tests uitgevoerd:

- de inlaatklep staat open en zorgt voor een toename van de interne druk van atmosferedruk tot voedingsdruk, de uitlaatklep blijft gesloten
- het omgekeerde, het volume loopt terug leeg tot atmosferedruk, door het sluiten van de inlaatklep en openen van de uitlaatklep

Door de aanpassing van stromingscoëfficiënten b en C , wordt er getracht de gesimuleerde drukverlopen zo goed mogelijk in overeenstemming te brengen met de experimenteel waargenomen resultaten.

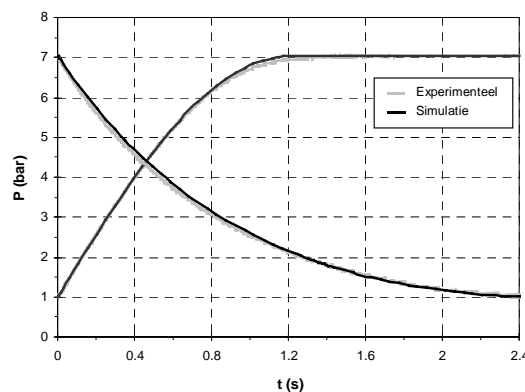
De onderstaande grafiek toont de invloed van de parameters b en C op het massadebiet dat door de klep stroomt. De zwarte lijn geeft het massadebiet berekend met de door de producent gegeven coëfficiënten ($C = 25,7 \text{ NI}/(\text{min} \cdot \text{bar})$; $b = 0,433$). Men kan zien dat een kleinere waarde voor C resulteert in een kleiner

gesmoord debiet. De coëfficiënt b daarentegen bepaalt de drukverhouding waarbij choking optreedt.



Grafiek 2: Invloed van de stromingscoëfficiënten C (in $NI/(min \cdot bar)$) en b op het massadebiet doorheen de klep ($P_u = 7 \text{ bar}$)

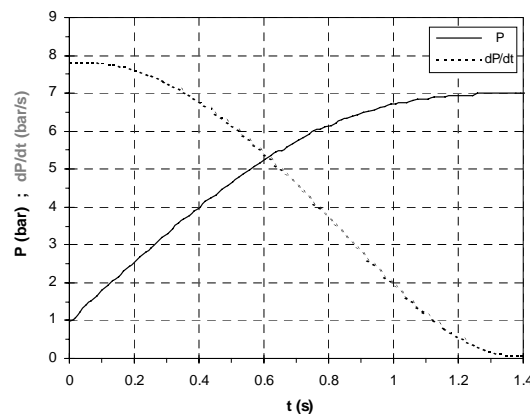
Na aanpassing van stromingscoëfficiënt C tot $22,0 \pm 0,1 \text{ NI}/(\text{min} \cdot \text{bar})$ en coëfficiënt b tot $0,12 \pm 0,03$ werd een zeer goede overeenkomst tussen simulatie en praktisch bekomen, hetgeen in de onderstaande grafiek vastgesteld kan worden.



Grafiek 3: Experimenteel en gesimuleerd drukverloop in een volume van 395 cc bij in- en uitstroom van lucht via één klepje ($P_{voeding} = 7 \text{ bar}$)

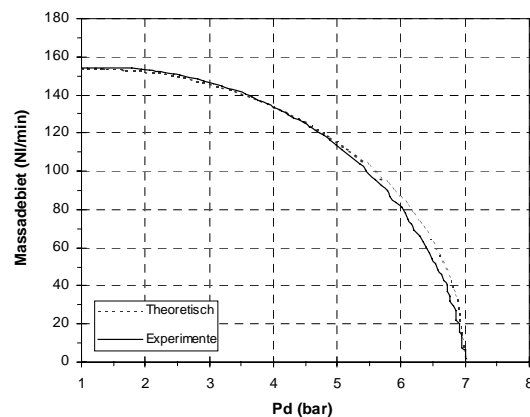
Een andere methode om de stromingscoëfficiënten van een klep te bepalen bestaat erin de tijdsafgeleide van de druk in het volume te berekenen. Veronderstel dat de voedingsdruk (= P_u) ingesteld wordt op 7 bar en dat de druk in het volume toeneemt van 1 tot 7 bar door de instroom van lucht via één klepje. De tijdsafgeleide van de druk in het volume is dan gegeven door vergelijking (3). Hierin is \dot{m}_e gelijk aan nul en de coëfficiënten n , r , T (= $T_i = T_v$) en V zijn constanten (dit is slechts bij benadering het geval voor n en T), zodat het massadebiet door één klepje bij een constante stroomopwaartse druk en een variërende stroomafwaartse druk kan berekend worden door middel van:

$$\dot{m}_i = \frac{V}{nrT} \dot{p} \quad (4)$$



Grafiek 4: Drukverloop en drukvariatie in een volume van 395 cc bij instroom van lucht via één klepje ($P_{voeding} = 7$ bar)

Dit massadebiet kan uitgezet worden tegenover de druk in het volume, die bij benadering overeen komt met de druk aan de klepuitlaat. Het resultaat is in onderstaande grafiek weergegeven (zie zwarte curve).



Grafiek 5: Massadebiet in functie van de stroomafwaartse druk ($P_u = 7$ bar)

De experimentele curve in Grafiek 5 vertoont een nagenoeg identiek verloop als de curven in Grafiek 2. De aanpassing van de stromingscoëfficiënten met als doel het theoretische en experimentele verloop zo goed mogelijk met elkaar in overeenstemming te brengen, maakt het mogelijk de constanten b en C van het ventiel te schatten. De beste overeenkomst tussen beide verlopen werd bekomen voor $b = 0,16 \pm 0,03$ en $C = 22,0 \pm 0,1 \text{ NI}/(\text{min}\cdot\text{bar})$. Het zijn deze waarden die in Grafiek 5 gebruikt werden voor het tekenen van het theoretische verloop (grijze curve).

Merk op dat de beide geschatte waarden voor C zeer goed met elkaar in overeenstemming zijn terwijl de b waarden aardig verschillen. De reden hiervoor is zowel in Grafiek 3 als in Grafiek 5 zichtbaar. In Grafiek 3 kan men vaststellen dat het experimentele en het gesimuleerde drukverloop voor de instroom goed met elkaar in overeenstemming zijn, behalve in de buurt van $P = 7 \text{ bar}$. Ook in Grafiek 5 kan men vaststellen dat de afwijking groter wordt in de buurt van $P_d = 7 \text{ bar}$. Een verlaging van de constante b zorgt voor een verkleining van de afwijking bij hoge drukken maar introduceert een afwijking bij lage drukken. Met andere woorden, naargelang het gedeelte van het theoretische drukverloop men tracht in overeenstemming te brengen met het experimentele drukverloop, bekomt men een andere waarde voor b . De reden van deze afwijking moet gezocht worden in het veranderen van de polytrope coëfficiënt en de temperatuur tijdens de instroming.

2.3 Simulatie van de drukregeling

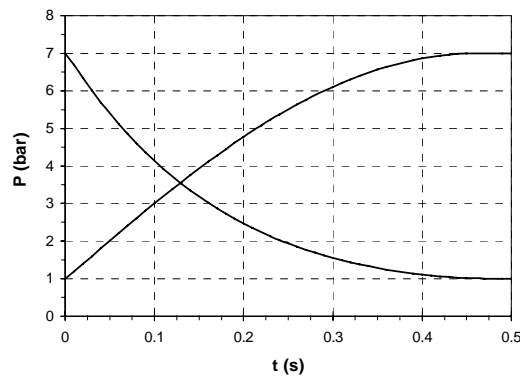
Er kan gesteld worden dat er een zeer goede overeenkomst tussen model en praktijk bekomen werd. Dit laat toe om de prestaties van een aantal regelaars te evalueren aan de hand van het model van het te regelen systeem, wat zorgt voor een snellere en efficiëntere werkmethode. Het programmeren van een regelaar in assembler kost veel tijd en daarenboven is het niet eenvoudig te achterhalen welke regelacties de microcontroller onderneemt om de gevraagde stelwaarde te realiseren. Het zoeken naar een optimale regelaar en het afstellen ervan wordt hierdoor bemoeilijkt.

2.3.1 Keuze van het aantal kleppen

Vooraleer van start te gaan met de regeling, dient eerst het aantal in- en uitlaatkleppen gekozen te worden. Deze keuze is niet voor de hand liggend, daar het moeilijk is een objectief selectiecriteria te formuleren. Er voor zorgen dat in- en uitstroomtijden ongeveer gelijk zijn, lijkt een goede voorwaarde. Bij toepassing van dit criterium blijkt een twee-vier configuratie (twee in- en vier uitlaatkleppen)

een goed compromis te zijn tussen een snelle in- en uitstroom en een zo klein mogelijk aantal kleppen.

Het debiet geleverd door één inlaatklep is erg klein. Een minimum van twee inlaatkleppen dringt zich op. De toepassing van het bovenstaande selectie-criterium wijst vier uitlaatkleppen aan als best samengaan met twee inlaatkleppen. Kiest men voor drie inlaatkleppen dan zijn er minimum zes uitlaatkleppen nodig, wat het totaal op negen brengt. Om deze reden lijkt een twee-vier configuratie het meest geschikt. De in- en uitstroomsnelheden die hiermee bereikt worden zijn in de onderstaande grafiek gegeven.



Grafiek 6: Gesimuleerd drukverloop in een volume van 300 cc bij in- en uitstroom van lucht via twee inlaatkleppen en vier uitlaatkleppen ($P_{voeding} = 7$ bar)

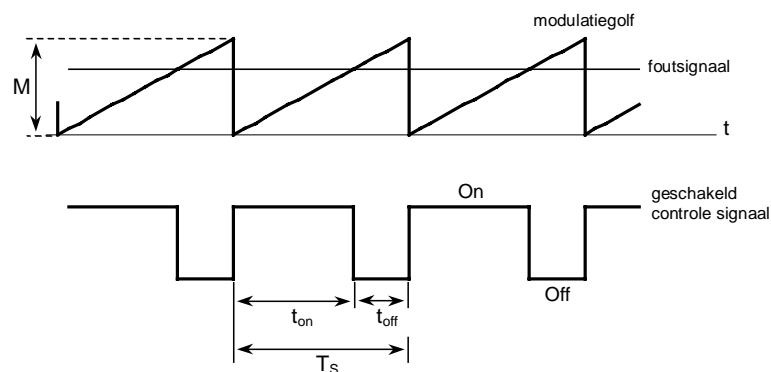
Merk op dat het volume van een artificiële spier varieert in functie van zijn lengte. Het volume van de spieren die zullen aangewend worden op de éénledige arm varieert ten gevolge van de rotatie van de arm tussen 150 en 300 cc. Daarom wordt voor alle verdere simulaties gekozen voor een vast volume met een inhoud van 300 cc. Het is immers bij dit volume dat de drukstijgingen en -dalingen het traagst zullen verlopen. Het zal bijgevolg ook deze snelheid zijn die de bandbreedte van het systeem zal beperken.

In § 3.3.6 wordt er teruggekomen op de keuze van het aantal kleppen. Daar zal blijken dat een twee-vier configuratie bevredigende resultaten geeft voor een drukregeling die in totaal zes kleppen gebruikt. Een verhoging van het aantal uitlaatkleppen is aan te bevelen wanneer het werkingsgebied van de drukregeling zich concentreert rond lage drukken. De uitstroming van lage drukken naar de omgeving geschiedt immers zeer langzaam, zoals blijkt uit Grafiek 6.

2.3.2 PWM sturing

Door de in- en uitlaatkleppen op het gepaste tijdstip te openen is het mogelijk de druk in een volume naar believen te regelen. Pulsbreedtemodulatie, of in het Engels pulse width modulation (PWM), is een techniek die gebruik maakt van een constante schakelperiode. Een regelaar gebaseerd op dit principe zal gedurende een welbepaald percentage van deze schakelperiode, afhankelijk van de regelactie, de klep aansturen. Dit percentage noemt men de dutycycle van het blokvolgsignaal. Om dit schakelgedrag te bekomen wordt het foutsignaal (de stelwaarde verminderd met de gemeten druk) vergeleken met een zaagtandsignaal. Dit signaal heeft als periode de schakelperiode en doet dienst als modulatiegolf.

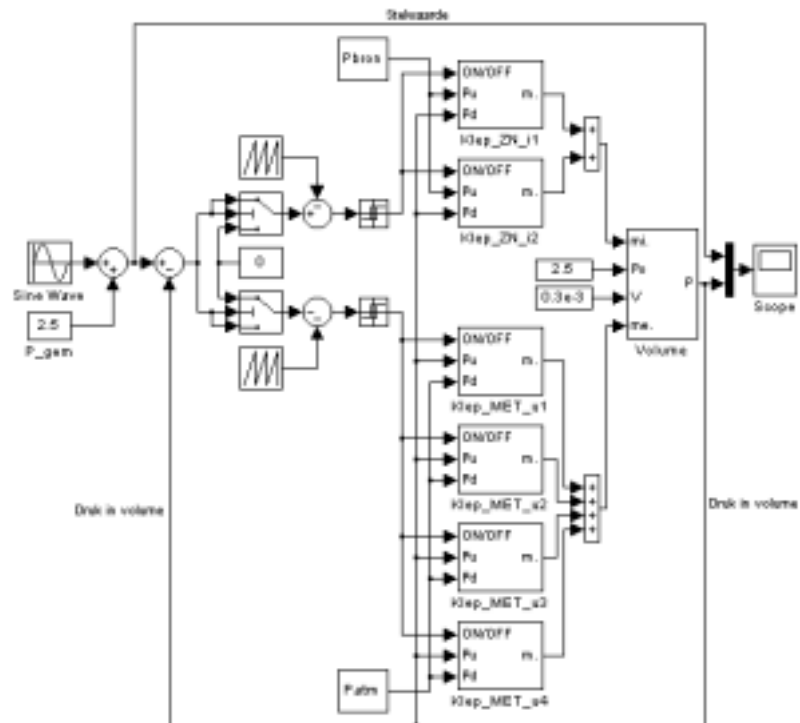
De onderstaande figuur verduidelijkt het principe van de hier gebruikte PWM regeling. Het bovenste gedeelte van de figuur toont hoe de modulatiegolf, een zaagtand met amplitude M en periode $T_{S(\text{chakel})}$, vergeleken wordt met het foutsignaal ($P_{\text{fout}} = P_{\text{stel}} - P_{\text{gemeten}}$). De uitgang van de regelaar is hoog zolang het foutsignaal groter is dan de modulatiegolf. Een hoog uitgangssignaal zal in dit geval zorgen voor de aansturing van de inlaatkleppen. Dit resulteert in een stijging van de druk in het volume. Het foutsignaal zal hierdoor afnemen. De regelaar zal er dus steeds voor zorgen dat de fout tussen de gemeten druk en de stelwaarde tot nul herleid wordt. De enige parameters die nog dienen ingesteld te worden zijn M de modulatie amplitude en T_S de schakelperiode.



Figuur 7: Het principe van pulsbreedtemodulatie

De som van de openings- en sluitingsvertraging van de klep legt een ondergrens op aan de schakelperiode. Een te grote schakelperiode leidt tot een trage reactie van de regelaar op een drukwijziging en introduceert een niet compenseerbare tijdsvertraging in het systeem. Parameter M (amplitude van het modulatiesignaal) bepaalt vanaf welk foutsignaal de PWM sturing de aansturing van de kleppen overneemt. Is de amplitude van het foutsignaal groter dan M dan treedt er overmodulatie op en zullen alle in- of uitlaatkleppen, naargelang het teken van de fout, non-stop aangestuurd worden.

Figuur 8 toont het volledige model: het volume, twee inlaatkleppen en vier uitlaatkleppen en een dubbele PWM regelaar. Aan de inlaat werd gekozen voor kleppen zonder veertje (vandaar de naam “Klep_ZN_i”: “ZN” staat voor zonder veertje, “i” staat voor inlaatklep) daar deze sneller openen bij grote drukverschillen, zie Grafiek 7 § 1.5. Vermits het drukverschil over de uitlaatkleppen zeer klein kan worden is men verplicht hier kleppen met een veertje te plaatsen. Merk op dat er twee PWM regelaars aanwezig zijn. Eén van hen stuurt de inlaatventielen, de andere de uitlaatventielen. Afhankelijk van het teken van het foutsignaal zal de ene of de andere regelaar in werking treden. Het signaal van de sinusgenerator, verhoogd met de druk P_{gem} legt in het onderstaande model de stelwaarde van de druk op. De scoop, uiterst rechts geplaatst, visualiseert de simulatie resultaten.



Figuur 8: Model van een volume voorzien van twee in- en vier uitlaatkleppen en twee PWM regelaars

2.3.3 Bang-bang controle

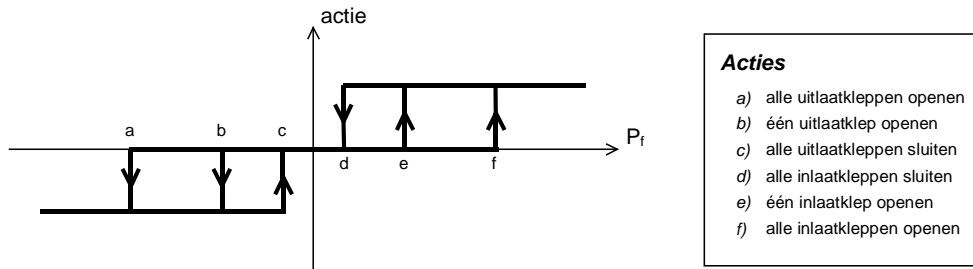
Veronderstel dat het stuursignaal van een systeem slechts twee waarden aanneemt, bijvoorbeeld +1 en -1. Aan de waarde +1 zou men bijvoorbeeld het openen van alle inlaatkleppen en sluiten van alle uitlaatkleppen kunnen koppelen. De waarde -1 zou dan aanleiding geven tot het openen van alle uitlaatkleppen en sluiten van alle inlaatkleppen. Wanneer de druk in het volume gelijk is aan de stelwaarde zal de regelaar continu schakelen tussen +1 en -1. Deze alles of niets controle draagt de naam bang-bang controle.

Om het nutteloos energieverbruik, zowel van perslucht als van elektrische energie, te beperken bij de werking in de buurt van het evenwichtspunt, is het interessant een dode zone in te bouwen. In deze zone onderneemt de regelaar geen actie en zullen alle kleppen gesloten blijven.

Een bijkomende verbetering kan aangebracht worden door de verschillende in- en uitlaatkleppen afzonderlijk te sturen. Het is immers veel interessanter om een klein drukverschil weg te regelen met behulp van één klep. Het openen van de vier uitlaatkleppen tegelijkertijd voor het afdrukken van een kleine overdruk zou immers een te hevige reactie te weeg brengen waardoor de kans bestaat dat de druk zo fel daalt dat de inlaatkleppen moeten aangesproken worden om deze drukdaling te compenseren.

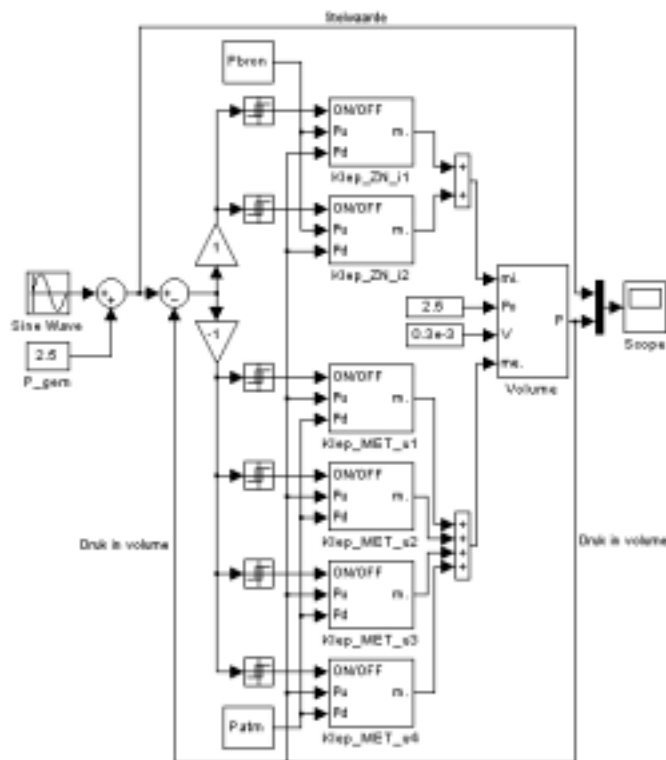
Het is ook mogelijk de inlaatkleppen bij instroming te sluiten nog voor de stelwaarde bereikt is, om alzo de sluitingstijdsvertraging van de klep in rekening te brengen. Vermits deze vertragingen opgemeten werden en het mogelijk is de drukgradiënt op elk moment te berekenen, kan men het exacte tijdstip bepalen waarop de klep moet gesloten worden opdat de druk na sluiting gelijk zou zijn aan de gevraagde stelwaarde. Door het kleine debiet dat doorheen een klep stroomt en de verwaarloosbare tijdsvertraging waarmee de klep sluit, is het zinloos al deze berekeningen uit te voeren. Daarom wordt een constant, klein drukverschil ingevoerd, vanaf waar de klep zal sluiten.

De implementatie van al deze regeltjes geeft aanleiding tot het volgende schakelgedrag.



Figuur 9: Actie van de regelaar in functie van het foutsignaal P_f

De onderstaande figuur toont opnieuw het volledige model, ditmaal uitgerust met een bang-bang regelaar. Het schakelschema uit Figuur 9 is in de blokjes die doorverbonden zijn met de “ON/OFF” ingangen van de kleppen opgenomen. Deze relais bevatten twee constanten: de ene bepaalt vanaf welke ingangswaarde de uitgang hoog wordt, de andere bepaalt vanaf welke ingangswaarde de uitgang weer nul wordt.



Figuur 10: Model van een volume voorzien van twee in- en vier uitlaatkleppen en een bang-bang regelaar met dode zone

2.3.4 Prestaties van de regelaars

Na uitvoering van een aantal tests, waarbij zowel discontinue signalen als sinusvormige signalen als stelwaarde gebruikt werden, werden de volgende parameters gekozen voor een optimale afstelling van de PWM regelaar:

$$T_{\text{Schakel}} = 15 \text{ ms}$$

$$M = 60 \text{ mbar}$$

Identieke tests met de bang-bang regelaar resulteerden in de volgende afstelling (zie Figuur 9 voor de betekenis van deze parameters):

$$a = -60 \text{ mbar}$$

$$b = -20 \text{ mbar}$$

$$c = -15 \text{ mbar}$$

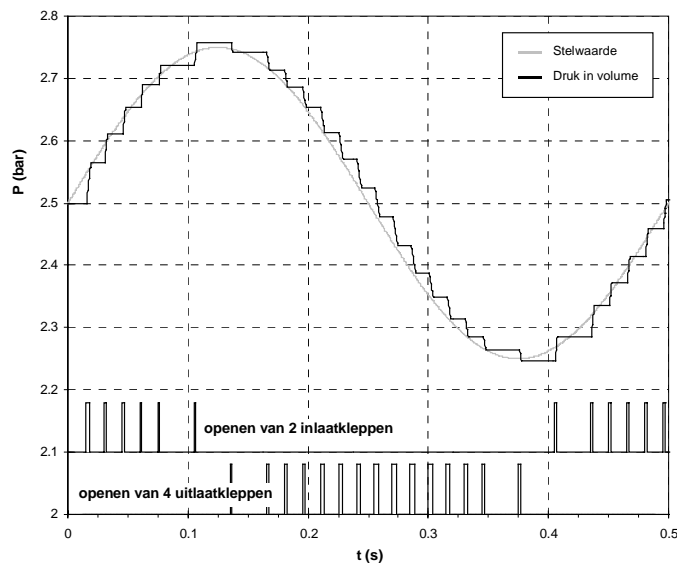
$$d = 15 \text{ mbar}$$

$$e = 20 \text{ mbar}$$

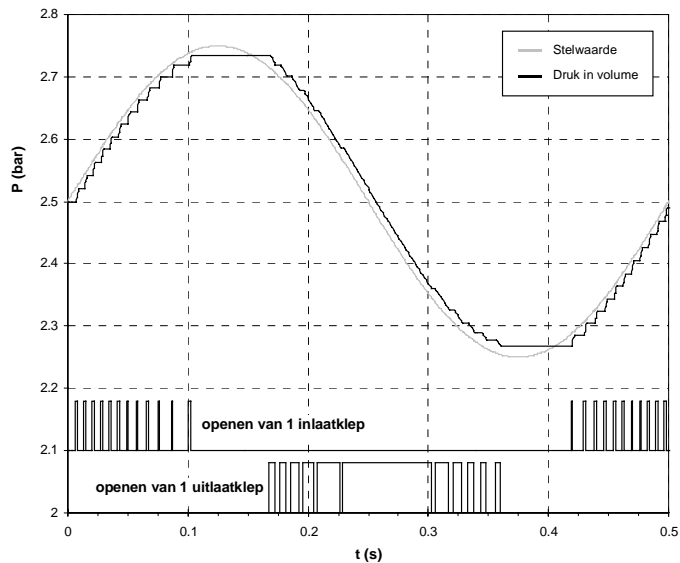
$$f = 60 \text{ mbar}$$

De reactie van beide regelaars op een stapantwoord is vrijwel identiek. De eindfout is in beide gevallen verwaarloosbaar en de tijd nodig om de druk te laten stijgen van een waarde x tot de waarde y kan bepaald worden uit Grafiek 6, op voorwaarde dat de inhoud van het volume 300 cc bedraagt en de voedingsdruk afgesteld is op 7 bar.

Legt men een sinusoïdaal variërende stelwaarde aan, dan bekomt men het hieronder afgebeelde drukverloop in het volume. Onder het drukverloop is het schakelgedrag van de kleppen weergegeven.



Grafiek 7: Simulatie PWM drukregeling met sinusoidale stelwaarde
(Amplitude= 0,25 bar ; Frequentie= 2 Hz ; $P_{\text{voeding}} = 7 \text{ bar}$)



Grafiek 8: Simulatie bang-bang drukregeling met sinusoidale stelwaarde
(Amplitude= 0,25 bar ; Frequentie= 2 Hz ; $P_{voeding} = 7$ bar)

In bovenstaande grafieken kan men vaststellen dat de PWM regelaar de stelwaarde op een meer getrapte manier volgt dan de bang-bang regelaar. Oorzaak hiervan is dat laatst genoemde voor de fijnregeling rond de stelwaarde gebruik maakt van één inlaat- en één uitlaatklep. De PWM regelaar daarentegen stuurt voor elke drukwijziging, hoe klein ook, alle in- of alle uitlaatkleppen aan. Indien de fijnregeling bij de PWM sturing ook zou gebeuren met één inlaat- en één uitlaatklep, dan zouden beide regelaars vergelijkbare resultaten afleveren.

Bij het van dichterbij bekijken van het PWM principe zal de analogie met de bang-bang regeling onmiddellijk duidelijk worden. De PWM regelaar beslist op basis van de parameter “x” of hij de kleppen al dan niet zal aansturen.

$$\begin{aligned}
 x &= \text{foutsignaal} - \text{modulatiegolf} \\
 &= (\text{stelwaarde} - \text{gemeten waarde}) - \text{modulatiegolf}
 \end{aligned}$$

Is het resultaat van deze bewerking positief dan worden de kleppen aangestuurd. De bovenstaande formule voor de berekening van de beslissingswaarde “x” kan ook op de volgende manier geschreven worden:

$$x = \text{stelwaarde} - (\text{gemeten waarde} + \text{modulatiegolf})$$

De term tussen haakjes kan men beschouwen als het gemeten druksignaal waarbij een ruissignaal, de modulatiegolf, werd opgeteld. Deze parameter “x” bepaalt dan wanneer de bang-bang regelaar zal schakelen.

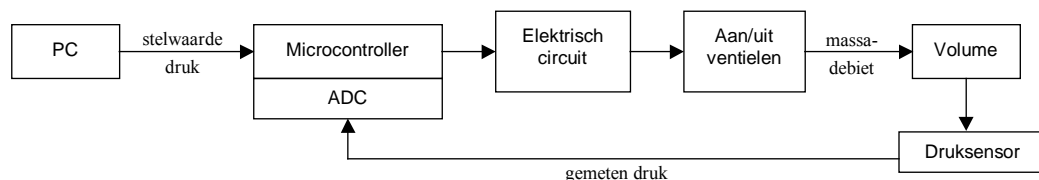
2.3.5 Besluit

Zowel de PWM als de bang-bang regelaar (met dode zone) geven goede resultaten, op voorwaarde dat men bij de PWM regelaar, net zoals bij de bang-bang regelaar, een onderscheid maakt tussen de fijnregeling rond de stelwaarde en de regeling daar verder vandaan. Bij de implementatie van het bang-bang principe in de microcontroller volstaat het na bemonstering van het druksignaal te beslissen de kleppen aan te sturen of gesloten te houden. De PWM regeling daarentegen is iets moeilijker te implementeren, maar zal na discretisatie niet wezenlijk verschillen van de bang-bang regeling. De vergelijking tussen foutsignaal en modulatiegolf kan immers alleen op discrete tijdstippen gebeuren, met name net na het bemonsteren van het druksignaal. Bovendien zal men, om zo weinig mogelijk verwerkingstijd van de processor in te nemen, de dutycycle niet continu kunnen laten variëren. Daarom zal in hetgeen volgt alleen de bang-bang controle met dode zone in praktijk getest worden.

2.4 Implementatie van de drukregeling in praktijk

2.4.1 Opstelling

Het vast volume is voorzien van twee persluchtaansluitingen. Eén daarvan wordt gebruikt voor de aansluiting van de druksensor, de andere staat in verbinding met een collector. Op deze collector zijn de zes kleppen aangesloten: de twee uitgangen van de inlaatkleppen en de vier ingangen van de uitlaatkleppen. De inlaatkleppen worden samen van perslucht voorzien, terwijl de uitgang van de uitlaatkleppen rechtstreeks in verbinding staat met de omgeving. Het elektrische circuit van waaruit de kleppen gestuurd worden, ontvangt zijn stuursignalen vanuit de parallelle poort van de microcontroller. Het signaal afkomstig van de druksensor is met de analoog-digitaal omzetter van de microcontroller verbonden. De stelwaarde voor de druk wordt via de seriële poort van de computer naar de microcontroller doorgezonden.



Figuur 11: Schema van de opstelling

I. De microcontroller

Vanwege zijn 16 bit, 16 MHz processor eenheid [2] en de vele andere mogelijkheden die deze chip biedt, werd er gekozen voor de MC68HC916Y3 microcontroller [3] van het merk Motorola. Deze chip bezit onder meer een 8 kanaals, 10 bit analoog-digitaal omzetter (ADC), twee seriële input-output modules, een multichannel communication interface, een afzonderlijke timer processor eenheid en 96 Kb flash EEPROM. Programmatie van de controller dient te gebeuren in assemblercode. Deze code wordt door een computerprogramma geassembleerd en omgezet in machinecode, die op zijn beurt door een ander computerprogramma in de controller geladen wordt.

II. Druksensor en ADC

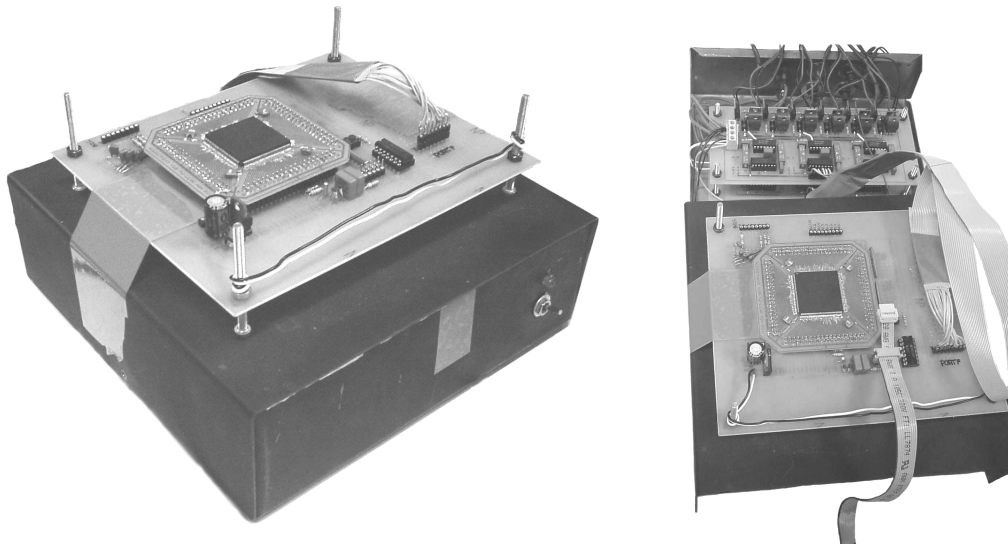
De meting van de druk in het volume gebeurt via een “compensated silicon pressure sensor” van het merk Honeywell, type CPC-100-AFC². De sensor past net in een kubus van één kubieke centimeter en weegt amper twee gram. Hij is samen met een versterkerschakeling op een printplaatje aangebracht. De uitgang van deze versterker is via een buffer en een laagdoorlaatfilter doorverbonden met de analoog-digitaal omzetter van de microcontroller. Een stabilisator levert de 5 V referentiespanning voor de analoog-digitaal conversie.

De ijking van de druksensor en zijn versterker circuit vond plaats bij de vakgroep chemische ingenieurstechnieken waar een geijkte MKS Bariton Pressure Transducer² voor handen was. De versterkingsfactor werd afgeregeld zodat een drukverschil van 1 bar correspondeert met een spanningsverschil van 1 V. Rekening houdend met de 10 bit analoog-digitaal conversie die in de microcontroller plaats vindt, levert dit een nauwkeurigheid van $\pm 2,4$ mbar.

² Voor meer informatie, zie hoofdstuk “Instrumentatie”

III. Het elektrische circuit

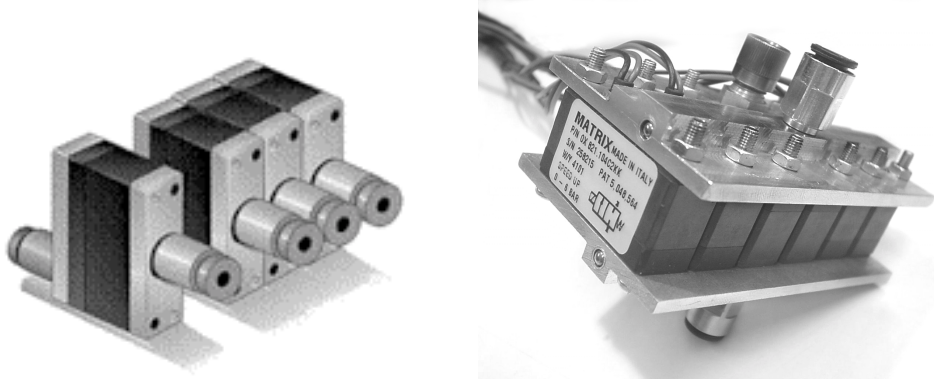
Het elektrische circuit dat in het vorige hoofdstuk ontworpen en besproken werd (zie Figuur 4, § 1.6), werd in twaalfvoud op een printplaat gelay-out. Gezien de grote piekstromen die in dit circuit lopen is het te verwachten dat signaaldraden in de buurt hinder zullen ondervinden. Omdat ruis op meetsignalen erg vervelend is, werd de schakeling in een metalen doos ingebouwd (zie foto linksonder). Deze doos werd met de aardpotentialaal verbonden. Gezien de omvang van het circuit en de beperkte ruimte in de metalen doos, werden er twee printplaten boven elkaar geplaatst (zie foto rechtsonder). Elk van hen kan zes kleppen aansturen. Het stuursignaal voor het circuit is afkomstig van de microcontroller die in de onderstaande figuur boven op de metalen doos geplaatst is. Aan de rechterzijde van het microcontrollerbordje kan men op beide foto's de parallelle kabel zien die de stuursignalen naar het elektrische circuit brengt.



Figuur 12: Foto van de metalen doos met daarbovenop de microcontroller (links) en de geopende doos met zicht op het elektrische circuit (rechts)

IV. De kleppencollector

Om ingewikkelde aaneenschakelingen van persluchtleidingen te vermijden werden de twee inlaatkleppen en de vier uitlaatkleppen allen samen op één collector geplaatst. Om het gewicht van het geheel te beperken werden de aluminium eindplaatjes van de zes kleppen verwijderd en vervangen door een nieuw aluminium eindstuk.



Figuur 13: De standaard Matrix 820 ventielen (links) en de zes ventielen samengeplaatst op één collector (rechts)

Achteraf werd er vastgesteld dat wegens de slechte constructie van deze collector (te nauwe doorstroomkanalen) de stromingscoëfficiënt C van de twee inlaatkleppen aanzienlijk gedaald was. Nieuwe metingen wezen een waarde van $15,6 \text{ NI}/(\text{min}\cdot\text{bar})$ aan voor C , daar waar vroeger een waarde van $22,0 \text{ NI}/(\text{min}\cdot\text{bar})$ gemeten werd (zie § 2.2.4). In hetgeen volgt zal deze nieuwe, slechtere waarde aangewend worden voor het maken van simulaties.

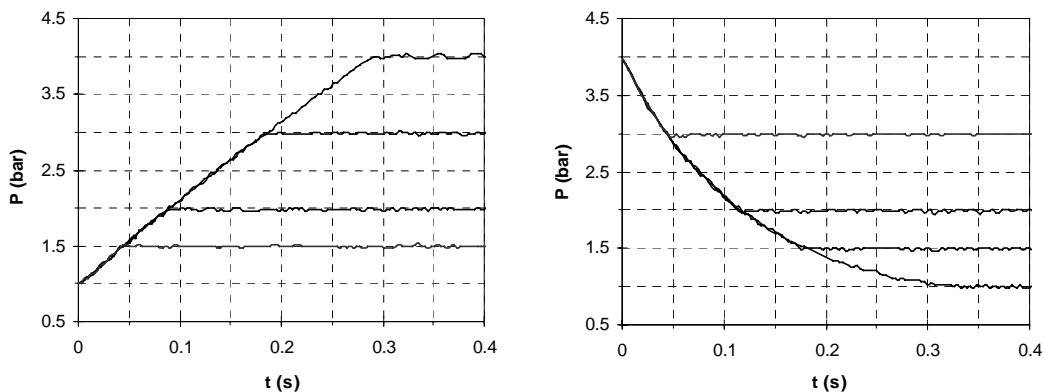
V. Het programma

De opbouw van het programma voor de druksturing op een vast volume is zeer eenvoudig. In de hoofdroutine wacht de controller op een nieuwe stelwaarde voor de druk die via de seriële poort ingelezen wordt. Om de $732 \mu\text{s}$ onderbreekt de Periodic Interrupt Timer de normale programma sequentie voor de herberekening van de regelacties. In deze subroutine zal de processor de laatst ingelezen stelwaarde vergelijken met de gemeten drukwaarde die zich in het ADC-register bevindt. Het resultaat zal gebruikt worden om te beslissen welke kleppen zullen geopend worden en welke dicht blijven. Wanneer dit gebeurd is herneemt de processor de normale programma sequentie in de hoofdroutine. Er werd gekozen voor een bemonsteringsperiode met dezelfde duur als de kortste openingstijd van een klepje. Deze bedraagt ongeveer $0,7 \text{ ms}$ voor een klep zonder veertje bij voldoende lage drukken (zie Grafiek 7, § 1.5). Door deze keuze wordt de schakelfrequentie van de kleppen maximaal benut.

2.4.2 Prestaties

Opnieuw wordt er een goede overeenkomst tussen het model van de regelaar en de praktijk vastgesteld (op voorwaarde dat men de eerder bepaalde stromingscoëfficiënt C aanpast, zie vorige paragraaf). Niet geheel onverwacht, vermits in- en uitstroom drukverlopen met elkaar in overeenstemming gebracht werden. Ten gevolge van de aanwezigheid van ruis op het druksignaal schakelt de drukregeling bijna continu wanneer de dode zone te klein gekozen wordt. Het hysteresegebied werd daarom vergroot tot $d= 20$ mbar, $e= 25$ mbar en $f= 120$ mbar voor drukken lager dan 2,5 bar en tot $d= 25$ mbar, $e= 30$ mbar en $f= 120$ mbar voor drukken hoger dan 2,5 bar (beide symmetrisch ingesteld zoals in Figuur 9). Dit gaf geen aanleiding tot een vergroting van de eindfout, die beperkt blijft tot $\pm 0,01$ bar. Bij de plaatsing van de druksensor moet men er voor zorgen dat deze zich zo dicht mogelijk bij het volume bevindt. Een te lang verbindingsstuk tussen sensor en drukvat introduceert immers een tijdsvertraging op het gemeten druksignaal. Bovendien geven ladingsverliezen in de leiding eveneens aanleiding tot valse metingen. Wanneer de tijdsvertraging te groot wordt zal deze aanleiding geven tot een instabiele drukregeling.

De onderstaande grafieken tonen het drukverloop in een volume (inhoud = 395 cc) wanneer men de drukstelwaarde wijzigt. In de linker grafiek is de initiële druk 1 bar en zijn de stelwaarden 1,5 bar, 2 bar, 3 bar en 4 bar. In de rechter grafiek is de initiële druk 4 bar en zijn de stelwaarden 3 bar, 2 bar, 1,5 bar en 1 bar.



Grafiek 9: Drukregeling in volume van 395 cc met $P_{voeding} = 7$ bar
(experimenteel bepaald)

2.5 Samenvatting

In dit hoofdstuk werd de drukregeling op een vast volume besproken. Er werd eerst een model gemaakt van het te regelen systeem en vervolgens werden twee regelaars op het model getest en met elkaar vergeleken. De prestaties van beide regelaars waren vergelijkbaar, maar vanwege zijn eenvoud werd er voor het bang-bang principe met dode zone gekozen. De implementatie van dit principe in een microcontroller en tests in de praktijk bevestigen wat met het model voorspeld werd. Deze snelle en nauwkeurige drukregeling zal in het volgende hoofdstuk aangewend worden voor de realisatie van de positiesturing van een antagonistisch paar pneumatische artificiële spieren.

Hoofdstuk 3

Positiesturing

3.1 Inleiding

Het doel van dit hoofdstuk is een regelaar te ontwerpen voor de positiesturing van een éénledige arm, bekrachtigd door een antagonistisch paar pneumatische artificiële spieren. De drukregeling, die in het vorige hoofdstuk besproken werd, zal hier aangewend worden voor het regelen van de druk in beide spieren.

Dit hoofdstuk start met een bespreking van pneumatische artificiële spieren (PAS) en de aanwending ervan voor de bekrachtiging van een éénledige arm. Dit leidt tot het begrip “antagonistische opstelling”. Vervolgens zal er, net als in het vorige hoofdstuk, overgegaan worden tot het modelleren van het te regelen systeem. Na een vergelijking van het model met de praktijk, zal dit model aangewend worden voor het ontwerp van een positieregelaar. In eerste instantie zal beschouwd worden dat er geen externe belasting inwerkt op de arm. De op dit model ontwikkelde regelaar zal vervolgens in de praktijk getest en geoptimaliseerd worden. Dezelfde werkwijze zal nadien gevolgd worden voor het ontwerp van een positiesturing in het geval van de aanwezigheid van een externe belasting.

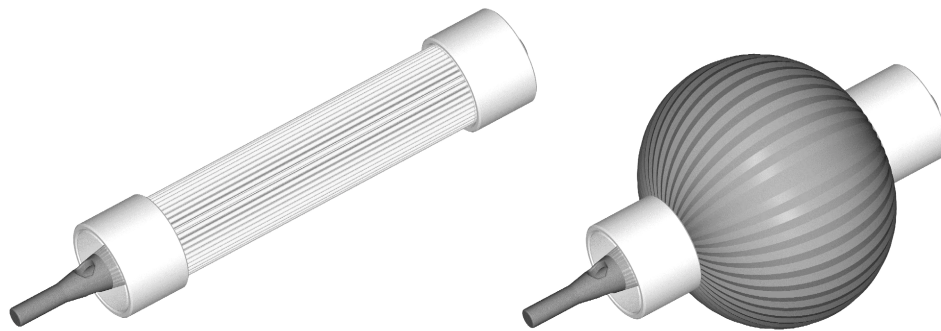
3.2 De éénledige arm [1]

3.2.1 Pneumatische artificiële spieren

Eén van de grootste problemen bij de bouw van robots en in het bijzonder bij stappende robots, is de noodzaak aan geschikte actuatoren. Deze machines eisen van hun actuatoren een grote kracht tot gewicht verhouding en een hoog specifiek vermogen (vermogen tot gewicht verhouding) en dit alles bij lage bekrachtigings-snelheden. Een pneumatische artificiële spier is een actuator die aan deze eisen voldoet. Een bijkomend voordeel van deze actuator is dat hij beschikt over een natuurlijke soepelheid.

Zoals reeds eerder aangehaald werd, zijn pneumatische artificiële spieren opgebouwd uit een flexibel, vezelverstevigd membraan dat aan beide uiteinden ingeklemd is in een aluminium eindstuk. Het gesloten volume kan langs een

toevoerbuisje, aangebracht op één van de eindstukken, opgeblazen worden. Het membraan zal zich dan opbollen (zie Figuur 1) waardoor de spier samentrekt en een axiale kracht ontwikkelt. De ontwikkelde kracht is evenredig met de interne druk en afhankelijk van de contractie van de spier. Deze kracht gaat van zeer grote waarden bij maximale lengte (0% contractie) tot nul wanneer de spier helemaal samengetrokken is (maximale contractie).



Figuur 1: Afbeelding van een ongecontracteerde en een gecontracteerde pneumatische artificiële spier

Het membraan van de spieren is plooisgewijs opgebouwd zodat opbolling van het geheel kan gebeuren zonder dat het materiaal daarvoor hoeft uit te rekken. Dit zou immers gepaard gaan met een energieverlies.

I. Spierkarakteristieken

In de hier volgende karakteristieken zal er niet meer gesproken worden over de lengte van een spier, maar over de contractie “ ϵ ”. Deze grootte wordt uitgedrukt in percent en is als volgt gedefinieerd:

$$\epsilon = 1 - \frac{l}{l_0} \quad \text{met: } l_0 = \text{de ogenblikkelijke lengte van de spier} \quad (1)$$

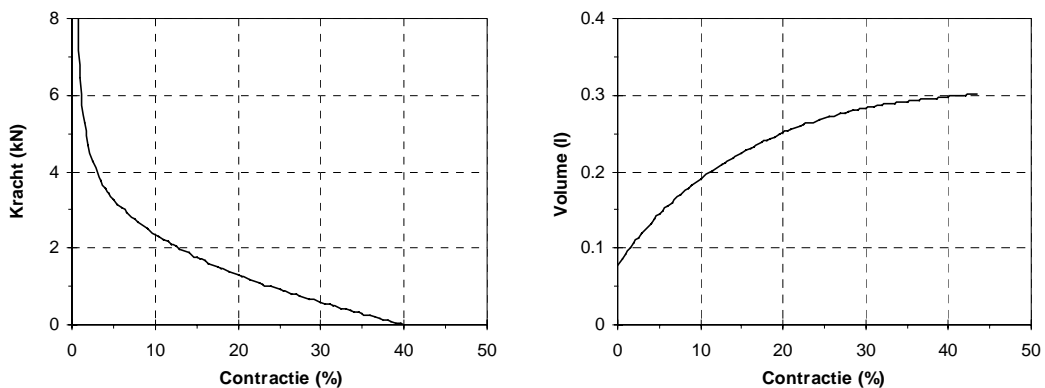
l = de ongecontracteerde (= maximale) lengte van de spier

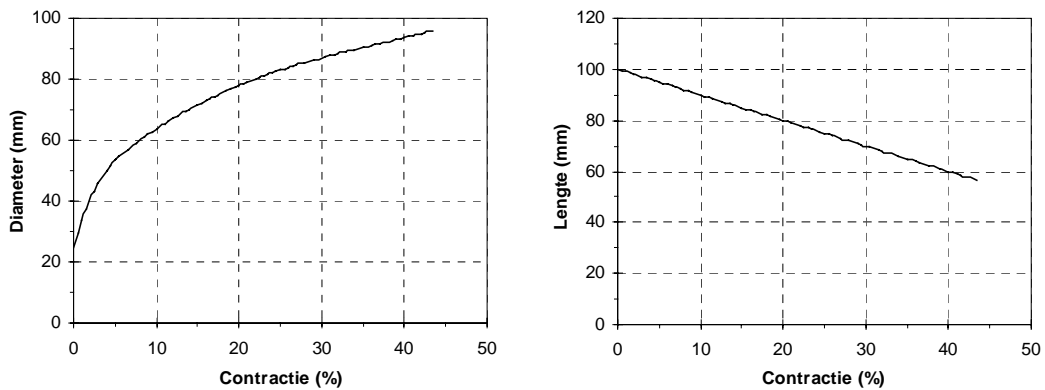
Tabel 1 vat de belangrijkste eigenschappen van pneumatische artificiële spieren samen.

Pneumatische artificiële spier	
Lengte : geen contractie ($\epsilon = 0 \%$)	100 mm
maximale contractie ($\epsilon = 41,5 \%$)	58,5 mm
Diameter : geen contractie	25 mm
maximale contractie	94,6 mm
Volume : contractie = 5 %	0,15 l
maximale contractie	0,30 l
Maximale druk	3 bar (rel)
Kracht ($\epsilon = 5 \%$ en $p = 3$ bar (rel))	3,3 kN
Materiaal eindstukken	aluminium
Materiaal membraan	Kevlar 49 met polypropyleen film
Gewicht	58 g

Tabel 1: Karakteristieken van een pneumatische artificiële spier

De onderstaande grafieken tonen de evolutie van een aantal belangrijke spierparameters in functie van de contractie. De grafiek linksboven toont de ontwikkelde kracht bij een interne druk van 3 bar (rel). Door toepassing van de regel van drie kan hieruit de kracht bij andere interne drukken bepaald worden (zie formule (2) hieronder). Rechtsboven ziet men de variatie van het spiervolume in functie van de contractie. Deze grootte is belangrijk voor de drukregeling, daar de tijd nodig om de drukstelwaarde te realiseren afhankelijk is van het volume. De diameter die linksonder afgebeeld is, werd gemeten in het middelloodvlak van de spier, daar waar door opbolling de diameter maximaal is. De laatste grafiek is een vertolking van vergelijking (1).





Grafiek 1: Karakteristieke grootheden van een spier in functie van de contractie

De bovenstaande karakteristieken kunnen ook onder formule vorm geschreven worden, hetgeen handig is voor de modellering van het systeem. Pneumatische artificiële spieren hebben een niet-lineaire kracht tot lengte verhouding die recht evenredig is met de interne druk. De door de spier ontwikkelde kracht kan met behulp van de volgende formule berekend worden:

$$F = p l^2 f_t(\epsilon) \quad \text{met: } p = \text{de interne relatieve druk} \quad (2)$$

$$l = \text{de maximale lengte van de spier}$$

$$= 100 \text{ mm}$$

$$f_t(\epsilon) = \text{een dimensieloze functie}$$

De benaderde uitdrukking voor f_t is geldig voor ϵ begrepen tussen 5% en 35% en is gegeven door:

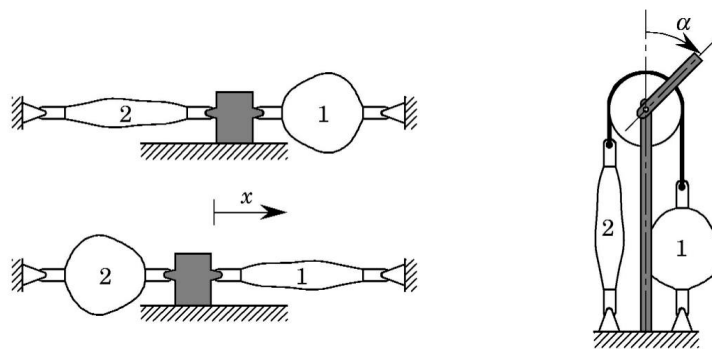
$$f_t = 0,011 \epsilon^{-1} + 1,107 - 5,134 \epsilon + 9,159 \epsilon^2 - 8,56 \epsilon^3 \quad (3)$$

De volgende formule geeft het verband tussen het spiervolume (in liter) en de contractie:

$$V = (31,98 \epsilon^5 - 39,56 \epsilon^4 + 20,21 \epsilon^3 - 6,462 \epsilon^2 + 1,616 \epsilon + 0,07723) \quad (4)$$

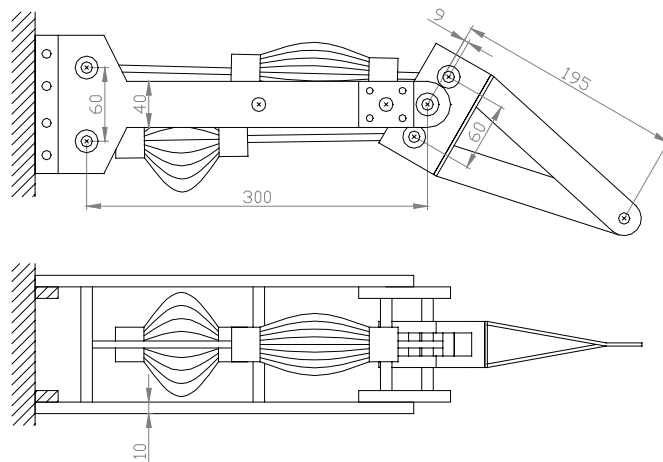
3.2.2 Antagonistische opstelling

Daar een spier een unidirectionele kracht ontwikkelt, zijn er minstens twee nodig voor het genereren van een bidirectionele beweging. Beide spieren worden dan op zulke wijze met elkaar verbonden dat ze een tegengestelde kracht ontwikkelen. Op deze manier zal één spier zorgen voor de verplaatsing van de last, terwijl de andere spier dienst doet als rem om de last op de gewenste positie te stoppen. Bij het omkeren van de bewegingsrichting wisselen beide spieren van functie. Deze opstellingswijze krijgt de naam “antagonistische opstelling”. Ze kan zowel gebruikt worden voor het genereren van lineaire als roterende bewegingen zoals onderstaande figuur duidelijk maakt.



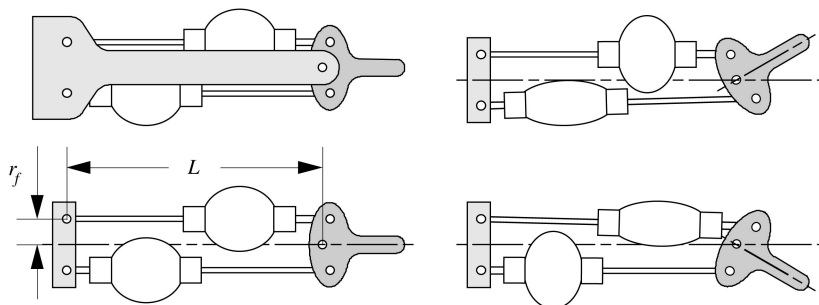
Figuur 2: Lineaire en roterende antagonistische opstelling [1]

De éénledige arm, waarop de positiesturing zal uitgewerkt worden, is een roterende antagonistische opstelling. Beide spieren bekrachtigen het roterende gedeelte via een hefboommechanisme. De aanhechtingspunten van de hefboom zijn excentrisch ($e = 9 \text{ mm}$) geplaatst ten opzichte van het rotatiepunt van de arm. Op deze manier bekomt men een lineaire variatie van het koppel in functie van de hoek. Figuur 3 toont een schets van de éénledige arm die in het labo van de vakgroep werktuigkunde opgesteld staat en waarop de positiesturing zal uitgewerkt worden.



Figuur 3: Zij- en bovenaanzicht van de éénledige arm

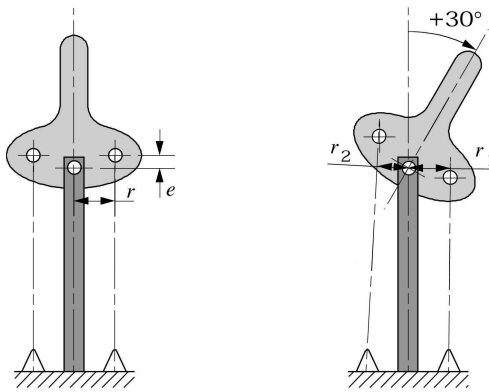
Het werkingsgebied van de arm strekt zich uit van -30° (de positie van de arm in de bovenstaande figuur) tot $+30^\circ$. Nul graden komt overeen met de horizontale stand. Om deze verplaatsing te realiseren varieert de contractie van de spieren tussen 5% en 35% (lengteverandering 30 mm). Wanneer de arm zich in de horizontale positie bevindt is de contractie van beide spieren gelijk aan 19%. Opdat de membranen van de spieren door opbolling niet met elkaar in aanraking zouden komen, werden de spieren geschrinkt geplaatst.



Figuur 4: Roterende antagonistische opstelling van een paar pneumatische artificiële spieren [1]

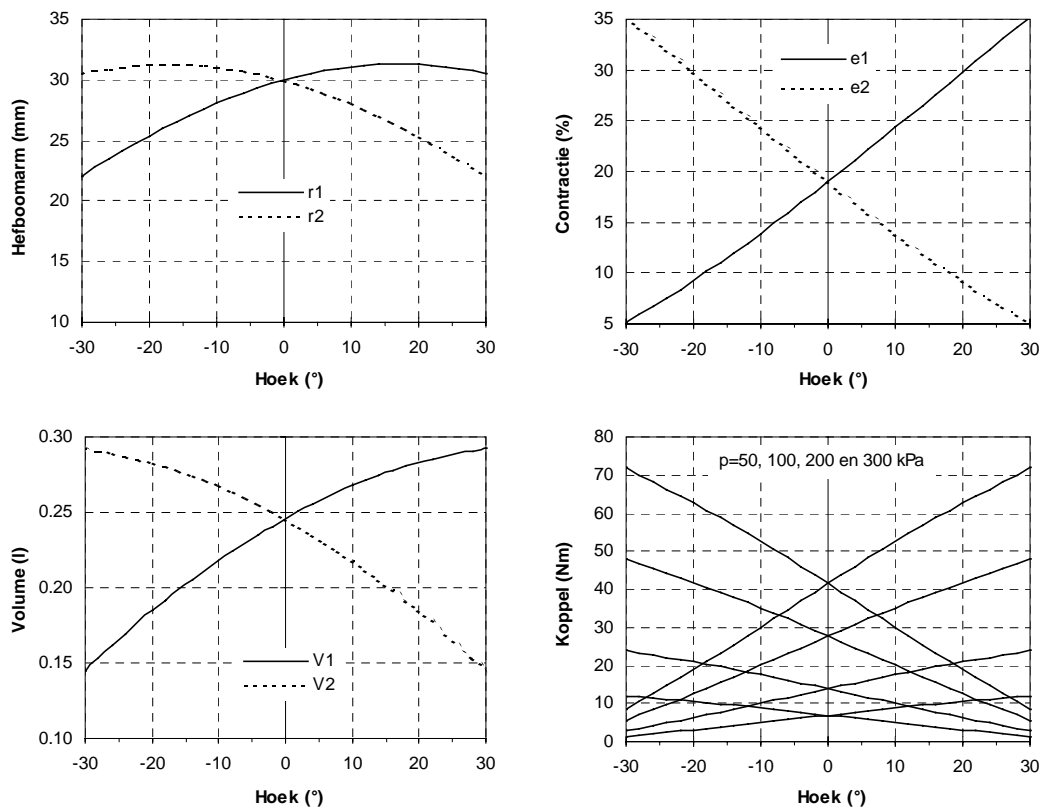
II. Karakteristieken van de arm

Door een gepaste keuze van de hefboomarm r ($= 30$ mm) en de excentriciteit e ($= 9$ mm), variëren de hefboomarmen r_1 en r_2 op zulke wijze dat de niet lineaire kracht-contractie karakteristiek (zie Grafiek 1) omgezet wordt in een lineair koppel-hoek verband (zie Grafiek 2). De volgende figuur verduidelijkt de betekenis van de parameters r , r_1 , r_2 en e .



Figuur 5: Het hefboommechanisme [1]

De onderstaande grafieken tonen de belangrijkste karakteristieke grootheden van de roterende antagonistische opstelling, bekrachtigd door een pneumatisch paar artificiële spieren. Deze grafieken werden bekomen door omrekening van de karakteristieken uit Grafiek 1.



Grafiek 2: Karakteristieke grootheden van de antagonistische opstelling in functie van de hoek

Ook deze karakteristieken kunnen onder formule vorm geschreven worden. Elke spier ontwikkelt een koppel M_i ($i = 1$ of 2)¹ gegeven door:

$$M_i = p_i l^3 m_i \quad \text{met: } p_i = \text{de interne relatieve druk} \quad (5)$$

$$l = \text{de maximale lengte van de spier}$$

$$m_i = \text{een dimensieloze functie}$$

Vanwege het lineaire koppel-hoek verband kan de dimensieloze functie “ m_i ” geschreven worden als:

$$m_1 = m_0 - k\alpha \quad m_2 = m_0 + k\alpha \quad (6)$$

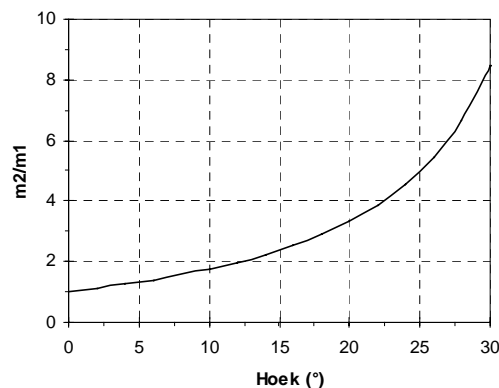
α staat voor de rotatiehoek en constanten m_0 en k werden bepaald door lineaire regressie. Ze zijn respectievelijk gelijk aan 0,138 en 0,207 rad^{-1} .

Het krachterevenwicht tussen beide actuatoren bepaalt de positie van de arm in afwezigheid van een externe belasting. Daar de spierkracht bepaald wordt door de druk en een verdubbeling van de druk aanleiding geeft tot een verdubbeling van de spierkracht (de evenwichtspositie blijft hierdoor behouden), is het de verhouding van de relatieve drukken in beide spieren die de positie van de onbelaste arm bepaalt.

In de afwezigheid van een externe belasting is deze drukverhouding gegeven door (zie vergelijking (5)):

$$M_1 = M_2 \quad \Rightarrow \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{m_2}{m_1} \quad (7)$$

Deze verhouding is in de onderstaande grafiek opgenomen.



Grafiek 3: Verhouding van de dimensieloze koppelfuncties in functie van de hoek

¹ De bovenste spier (zie Figuur 4) krijgt voortaan het nummer 1, de onderste spier krijgt het nummer 2.

De evenwichtspositie kan ook geschreven worden in functie van het verschil van de spierdrukken. Uitdrukken van het momentenevenwicht $M_1 = M_2$ (in de afwezigheid van een externe belasting) en substitutie van vergelijkingen (5) en (6) levert de volgende uitdrukking:

$$\alpha = \frac{m_0}{k} \frac{p_1 - p_2}{p_1 + p_2} \quad (8)$$

De aanwezigheid van een externe belasting zal het krachterevenwicht verstoren waardoor de arm een nieuwe evenwichtspositie zal innemen.

Daar waar de verhouding (of het verschil) van de relatieve drukken de positie bepaalt, bepaalt de som van deze drukken de stijfheid van de structuur. Hoe groter deze som, hoe stijver de structuur. Stijfheid en positie kunnen bijgevolg onafhankelijk van elkaar ingesteld worden.

De volgende vergelijking legt het verband tussen de positie van de arm en het volume van de spier:

$$V_{1(2)} = V_0 \pm l^3 m_0 \alpha - \frac{l^3 k}{2} \alpha^2 \quad (9)$$

De constante V_0 is het spiervolume wanneer de arm zich horizontaal bevindt. De contractie van de spieren bedraagt dan 19% , hetgeen overeenkomt met een volume van 0,246 liter.

3.3 Modelling van het te regelen systeem

In het vorig hoofdstuk werd een model gebouwd van de drukregeling op een vast volume. De aanvulling van dit model met het model van een pneumatische artificiële spier en met de mechanische vergelijkingen van de antagonistische opstelling, laat toe ook dit systeem volledig te modelleren. Het model zal gebruikt worden voor het testen van een aantal regelalgoritmes, waarna het meest geschikte in praktijk zal geëvalueerd worden.

3.3.1 Modelling van een spier

Een spier kan gemodelleerd worden als een volume met een variabele inhoud. De ingangsgrootheden van het systeem zijn dan het in- en uitstromend massadebiet en het spiervolume, dat op ieder moment uit de positie van de arm berekend kan worden door middel van vergelijking (9). De uitgangsvariabele van het systeem is de interne druk waaruit nadien de spierkracht zal bepaald worden.



Figuur 6: Submodel voor de modellering van een spier

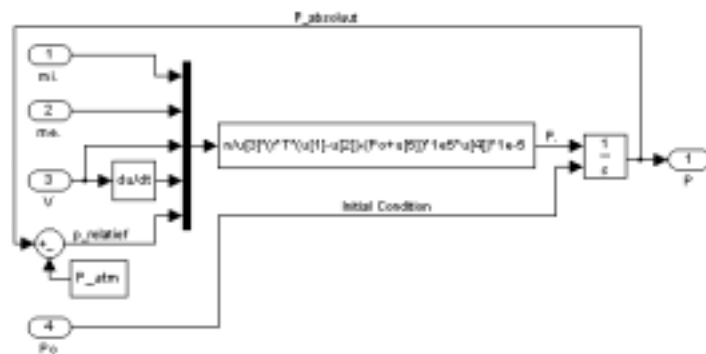
De onderstaande vergelijking [1], afgeleid uit de eerste hoofdwet van de thermodynamica, geeft de drukvariatie in een niet constant volume:

$$\dot{p} = \frac{n}{V} (r T_i \dot{m}_i - r T_v \dot{m}_e - (P_{\text{atm}} + p) \dot{V}) \quad (10)$$

De betekenis van de parameters is de volgende:

- p = de relatieve druk in de spier (in Pa)
- n = de polytrope exponent
- V = het (variërende) volume van de spier (in m^3)
- r = de gasconstante voor droge lucht (= $287 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)
- \dot{m}_i en \dot{m}_e = deze stellen respectievelijk het in- en het uitstromend massadebiet voor, uitgedrukt in kg/s .
- P_{atm} = de omgevingsdruk ($\approx 100 \text{ kPa}$)
- $T_i \approx T_v$ = de temperatuur van de instromende lucht en de ogenblikkelijke temperatuur in de spier stelt men, bij benadering, aan elkaar gelijk (= 293 K)

De implementatie van deze vergelijking in Simulink[®] is in de onderstaande figuur gegeven. De ingangsvariabele P_0 is de initiële (bij de start van de simulatie) absolute spierdruk, de uitgangsvariabele geeft de berekende absolute spierdruk op elk tijdstip.

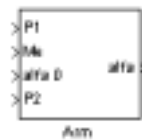


Figuur 7: De interne opbouw van het submodel “Spier”

3.3.2 Modelling van de arm

Het submodel “Arm” bevat de mechanische vergelijking van de antagonistische opstelling en het verband tussen de spierdruk en het ontwikkelde koppel. De ingangsvariabelen van dit submodel zijn:

- P_1 en P_2 : de absolute druk in spier 1 (= de bovenste spier) en spier 2 (= de onderste spier) in bar
- M_e : het externe belastingskoppel (in Nm)
- α_0 : de initiële positie van de arm bij de start van de simulatie



Figuur 8: Submodel voor de modellering van de antagonistische opstelling

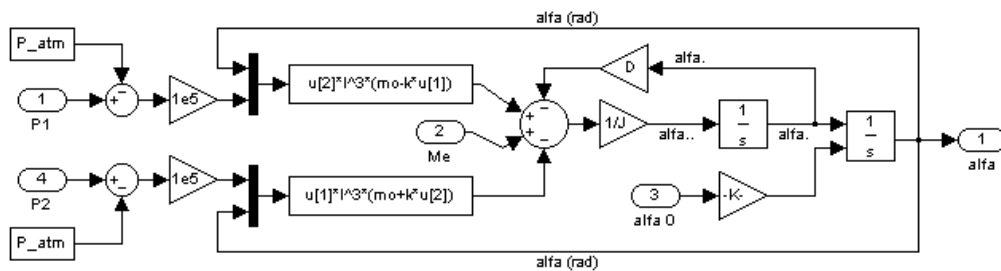
De uitgangsvariabele van dit submodel is α , de positie van de arm. Het verband tussen deze grootheden wordt beschreven door de onderstaande vergelijking:

$$J\ddot{\alpha} + D\dot{\alpha} = M_1 - M_2 + M_e \quad (11)$$

Na substitutie van de vergelijkingen (5) en (6) herleidt deze formule zich tot:

$$J\ddot{\alpha} + D\dot{\alpha} = p_1 l^3(m_0 - k\alpha) - p_2 l^3(m_0 + k\alpha) + M_e \quad (12)$$

De coëfficiënt J is het traagheidsmoment van het bewegende gedeelte en de factor D introduceert een demping in het systeem. De implementatie van deze vergelijking in Simulink[®] is in de onderstaande figuur weergegeven.

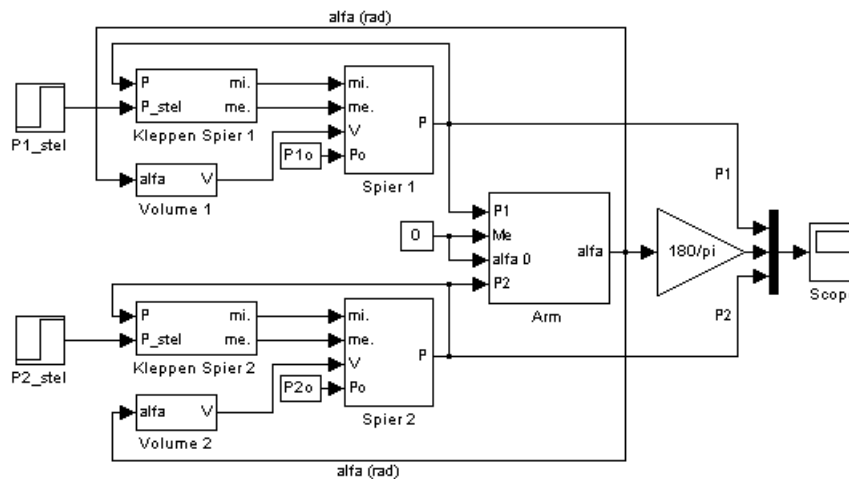


Figuur 9: De interne opbouw van het submodel “Arm”

Merk op dat de in bar gegeven absolute drukken P_1 en P_2 eerste omgezet worden in relatieve drukken uitgedrukt in de eenheid Pa en dat de uitgangsvariabele α uitgedrukt is in radialen en niet in graden.

3.3.3 Het volledige model

Een correcte aaneenschakeling van de zonet besproken submodellen met de blokjes uit het vorige hoofdstuk levert het hieronder afgebeelde model van het te regelen systeem. Het submodel “Kleppen spier 1 (2)” bevat een model van de aan/uit ventielen, gestuurd door de bang-bang regelaar die in het vorige hoofdstuk ontworpen werd. De ingangsvariabele “P_stel” levert de stelwaarde voor de regelaar. De regelaar zal deze stelwaarde vergelijken met de ingangsvariabele “P” die de interne spierdruk terugkoppelt. UitgangsvARIABLEN van dit submodel zijn het in- en uitstromend massadebiet dat door de aan/uit ventielen stroomt. Het submodel “Volume 1 (2)” berekent het spiervolume uit de positie van de arm (zie vergelijking (9)).



Figuur 10: Model van het te regelen systeem

De taak van de positieregelaar, die in de volgende paragrafen zal ontworpen worden, bestaat er in de stelwaarden P_1^{stel} en P_2^{stel} te berekenen zodanig dat de arm zich naar de gewenste positie α beweegt. Er zal gestreefd worden naar een snelle respons van het systeem op een wijziging van de hoekstelwaarde. De snelheid van de drukregeling en de stabiliteitsgrens van het systeem zullen hierbij optreden als beperkende factoren.

3.3.4 De ΔP -controle

Het te regelen systeem kan beschouwd worden als een zwarte doos met twee ingangsvariabelen P_1^{stel} en P_2^{stel} (de stelwaarden van de drukkens in de spieren) en één uitgangsvARIABLE α (de positie van de arm). Er werd reeds aangehaald dat, in de afwezigheid van een externe belasting, het verschil van de spierdrukken de positie van de arm bepaalt (zie vergelijking (8)) en dat de som van deze drukkens

de stijfheid van het systeem bepaalt. Rekening houdend met dit gegeven kunnen de ingangsvariabelen van het systeem als volgt herdefinieerd worden:

$$P_1^{\text{stel}} = P_m + \Delta P$$

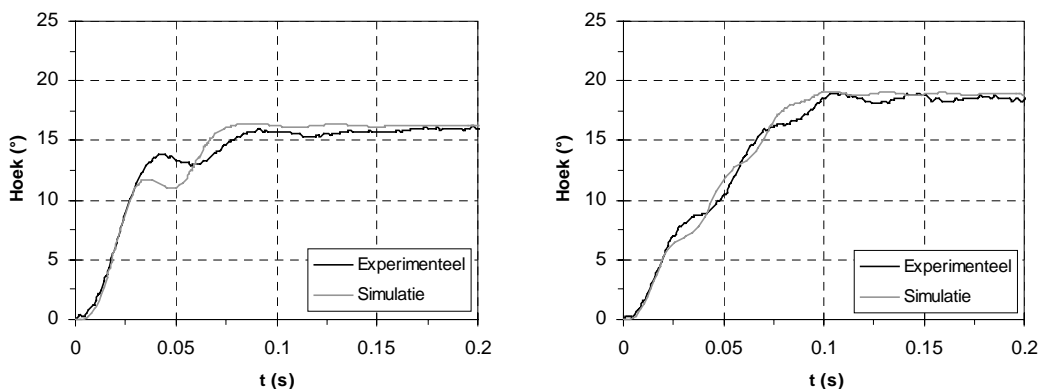
$$P_2^{\text{stel}} = P_m - \Delta P$$

P_m is de gemiddelde druk $\left(P_m = \frac{P_1^{\text{stel}} + P_2^{\text{stel}}}{2} \right)$ en bepaalt de stijfheid van het

systeem en ΔP bepaalt de positie van de arm. Werkt men bij een constante gemiddelde druk dan herleidt de taak van de regelaar zich tot de berekening van ΔP .

3.3.5 Vergelijking van model met praktijk

Vooraleer dit model kan aangewend worden voor het ontwerp van een positieregelaar, dient het eerst gevalideerd te worden. Hiertoe zullen de open-loop stapantwoorden² van het model en het reële systeem met elkaar vergeleken worden. De druk in de onderste en bovenste spier wordt tijdens deze tests geregeld door de bang-bang regelaar met dode zone die in het vorige hoofdstuk ontworpen werd. Voor elke spier wordt één collector met twee inlaat- en vier uitlaatkleppen gebruikt. Enkele resultaten van deze tests zijn in de onderstaande grafieken opgenomen.



Grafiek 4: Open-loop stapantwoorden: (links) $P_m = 1,5$ bar en $\Delta P = 0,22$ bar ;
(rechts) $P_m = 2,5$ bar en $\Delta P = 0,75$ bar

Hoewel er geen perfecte overeenkomst tussen model en praktijk bekomen werd, is het resultaat van de modellering bevredigend te noemen. De simulatie vertoont immers gelijkaardige oscillaties als het reële systeem en ook de responstijden zijn

² Een open-loop stapantwoord is de reactie van het systeem (hoekrotatie in functie van de tijd) op een wijziging van ΔP .

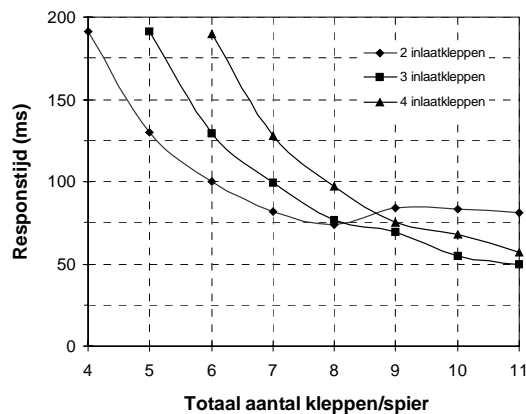
vergelijkbaar. Het is te verwachten dat een regelaar die er in slaagt het model af te regelen, er na aanpassing van de regelconstanten ook zal in slagen het reële systeem te controleren.

3.3.6 Keuze van het aantal kleppen

In § 2.3.1 werd er gekozen voor een twee-vier configuratie (twee inlaatkleppen en vier uitlaatkleppen). Het selectie criterium dat hierbij gehanteerd werd ging er van uit dat men er, door de keuze van het aantal kleppen, moet voor zorgen dat de in- en uitstroomsnelheden ongeveer gelijk zijn. In hetgeen volgt zal deze keuze geverifieerd worden met behulp van een ander selectie criterium.

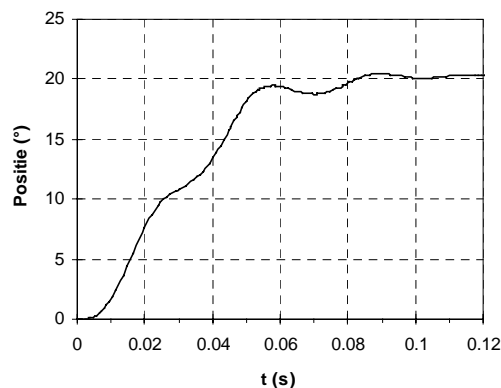
Veronderstel dat men gelijke drukken aanlegt in de twee antagonistisch opgestelde artificiële spieren. De arm zal zich dan horizontaal positioneren. Een verhoging van de druk in de bovenste spier met een bijdrage ΔP en een gelijktijdige verlaging van de druk in de onderste spier met dezelfde bijdrage ΔP , zal resulteren in een positieve hoekrotatie van de arm. Indien de druktoename bovenaan sneller gebeurt dan de drukafname onderaan, zal de onderste spier de beweging van de arm vertragen. Een verhoging van het aantal uitlaatkleppen zou hieraan verhelpen. Ideaal zou zijn dat beide drukgradiënten, voor drukstijging en drukdaling, door de keuze van een gepast aantal in- en uitlaatkleppen, gelijk zijn. Daar de drukgradiënt varieert in functie van de stroomopwaartse en stroomafwaartse druk en daar het spiervolume varieert in functie van de positie van de arm, zal hieraan nooit voldaan zijn in het ganse werkingsgebied.

Om na te gaan wat het effect is van het aantal in- en uitlaatkleppen op de positiesturing, werden een aantal open-loop stapantwoorden gesimuleerd met een verschillend aantal kleppen. De gemiddelde druk werd hierbij gelijk aan 2,5 bar gekozen en de stapwaarde $\Delta P = 0,8$ bar. Hierdoor roteert de arm van 0° naar 21° . De tijd nodig om van 0° tot 20° te roteren (responstijd) werd telkens genoteerd. Deze tijden zijn opgenomen in de onderstaande grafiek. Er werden proeven gedaan met twee, drie en vier inlaatkleppen (de drie curven in de onderstaande grafiek). In de abscis is het totaal aantal kleppen (aantal inlaatkleppen + aantal uitlaatkleppen) per spier (dus per drukregeling) gegeven.



Grafiek 5: Responstijd van het gesimuleerde open-loop stapantwoord in functie van het totaal aantal kleppen per spier

Men stelt vast dat de responstijden van het eerste punt van elke curve ongeveer gelijk zijn. De oorzaak hiervan is dat het aantal uitlaatkleppen (twee voor elk punt) in al deze gevallen de snelheidsbeperkende factor is. Voor de twee volgende punten van elke curve geldt hetzelfde. Vanaf een totaal van negen kleppen vergroot de responstijd van de curve met twee inlaatkleppen. De reden hiervoor is dat er een sterke oscillatie (zie onderstaande grafiek) optreedt in het stapantwoord ten gevolge van het grote verschil tussen in- en uitstroomsnelheid. Hierdoor bereikt de arm de eindpositie minder snel.



Grafiek 6: Gesimuleerd open-loop stapantwoord met $P_m = 2,5$ bar en $\Delta P = 0,8$ bar en 2 inlaat- en 8 uitlaatkleppen

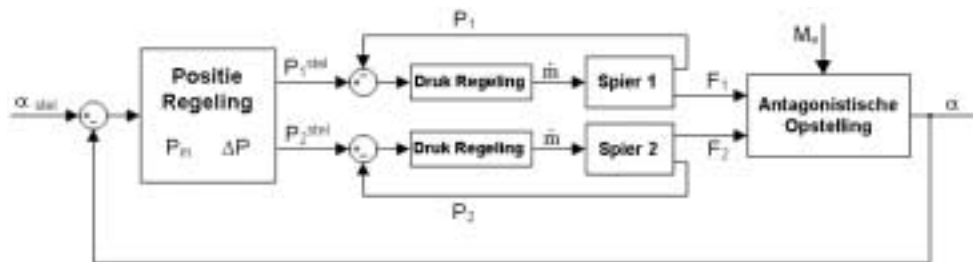
De in het vorig hoofdstuk gekozen twee-vier configuratie geeft hier vrij goede resultaten (responstijd 100 ms). Merk wel op dat beide keuzes niet volledig met elkaar vergelijkbaar zijn daar in het vorige hoofdstuk uitgegaan werd van de stromingscoëfficiënt $C = 22$ NI/(min·bar) (deze werd bepaald in § 2.2.4), terwijl bij deze simulaties de stromingscoëfficiënt voor de inlaatkleppen verlaagd werd tot $C = 15,6$ NI/(min·bar) (de waarde van de stromingscoëfficiënt van de twee inlaatkleppen op de slecht geconstrueerde collector; zie § 2.4.1 IV).

Wil men de positiesturing versnellen dan doet men dit best door het aantal uitlaatkleppen te vergroten. Vanaf meer dan zes uitlaatkleppen in combinatie met twee inlaatkleppen is het nuttiger over te stappen op drie inlaatkleppen.

3.4 Simulatie van de positiesturing in het onbelaste geval

De controle van pneumatische artificiële spieren is niet eenvoudig. Pneumatische artificiële spieren zijn immers niet-lineaire actuatoren, omdat de ontwikkelde kracht een niet-lineaire functie is van lengte en druk. Bovendien wordt de controle van het systeem bemoeilijkt door de samendrukbaarheid van lucht.

Het te regelen systeem is opgebouwd uit een dubbele lus. De interne lus bevat twee drukregelaars die de druk in beide spieren regelen. De stelwaarde voor deze drukken wordt berekend door de positieregelaar die zich in de buitenste lus bevindt. Deze tracht er voor te zorgen dat de arm op elk moment de gevraagde positie inneemt.



Figuur 11: Blokdiagram van het te regelen systeem

Het door de positieregelaar te regelen systeem, bestaande uit twee bang-bang regelaars met dode zone, twaalf aan/uit ventielen en twee antagonistisch opgestelde spieren, is sterk niet-lineair. Klassieke ontwerptechnieken zoals Bode-plots, Nyquist-diagramma's en root loci zijn bijgevolg niet meer bruikbaar. In de meeste regeltechnische boeken (waaronder [4]) vindt men weinig of geen informatie over dit probleem. De reden hiervoor is dat er geen algemene aanpak bestaat voor de afregeling van dit soort systemen. In hetgeen volgt zal getracht worden een klassieke PID-regelaar af te stellen voor de regeling van dit systeem.

Daar het systeem sterk niet-lineair is werd er eveneens een poging ondernomen het systeem te regelen met een niet-lineaire controle techniek. Omdat er geen model (in de vorm van een transferfunctie) van het systeem voor handen is, werd er gekozen voor de sliding-mode of glijmodes-controle [5]. Deze controle maakt gebruik van een niet-lineair schakelelement. Verschillende simulaties met deze regelaar stuitten telkens weer op een totaal ongeregeld systeem. Op de resultaten zal dan ook niet verder ingegaan worden.

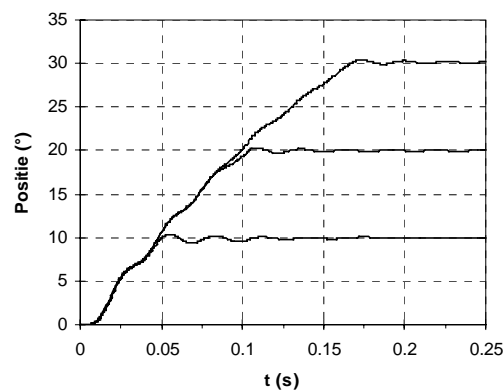
3.4.1 Klassieke PID-regelaar

De ingangsvariabele van de regelaar is de positiefout ($\alpha_{\text{fout}} = \alpha_{\text{stel}} - \alpha$). Uit deze waarde moet de regelaar een waarde voor ΔP berekenen. Er wordt geen externe belasting aan de arm bevestigd waardoor zijn traagheid verwaarloosbaar is ($J = 0,0023 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$). Open-loop stapantwoorden, zoals deze in Grafiek 4, geven de kortste responstijd om bij een gemiddelde druk P_m van positie x naar positie y te gaan. In eerste instantie zullen een aantal stapantwoorden getest worden op elke regelaar (startwaarde 0° en eindwaarde 10° , 20° en 30°). Dit zal gebeuren bij een constante gemiddelde druk van 2,5 bar. Nadien zal de invloed van een wijziging van deze druk bekeken worden.

I. I-regelaar

Om van een positie x naar een positie y te gaan moet de waarde ΔP een permanente verandering ondergaan. De positierегeling zal dus in ieder geval een integrerende bijdrage moeten bevatten. Om deze reden werd, in een eerste poging het systeem te regelen, gekozen voor een zuiver integrerende regelaar.

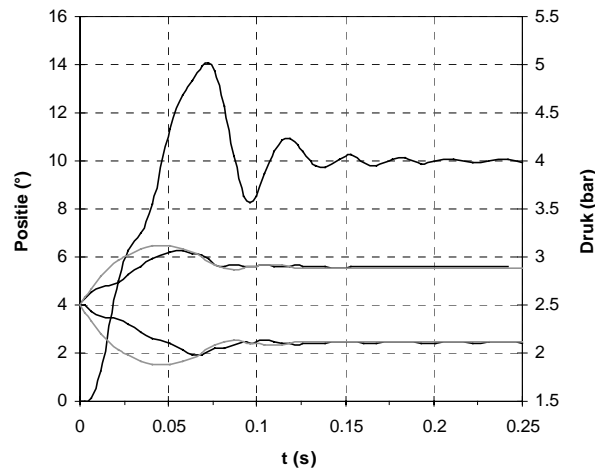
Het blijkt dat hoe groter de hoekstap, des te kleiner men de integrale winst dient in te stellen. Zo vindt men voor 10° een ideale winst $I = 1,4$ terwijl voor 30° $I = 0,5$ het meest ideaal lijkt. De stapantwoorden die men bij deze instellingen bekomt zijn in de onderstaande grafiek weergegeven.



Grafiek 7: Gesimuleerde stapantwoorden van het systeem ($P_m = 2,5 \text{ bar}$) met een I-regelaar ; 10° met $I = 1,4$; 20° met $I = 0,8$ en 30° met $I = 0,5$

De stijgtijden die op deze manier bekomen worden zijn gelijk aan deze van het gesimuleerde open-loop systeem (open-loop stijgtijd: $t_{10^\circ} = 50 \text{ ms}$; $t_{20^\circ} = 100 \text{ ms}$ en $t_{30^\circ} = 160 \text{ ms}$). Wanneer de integratorwinst te groot gekozen wordt (bijvoorbeeld $I = 2,5$ voor een stap van 10°) zal de arm voorbij zijn stelwaarde gaan (overshoot in dit geval iets meer dan 4°) om vervolgens terug te keren en te stabiliseren op de gevraagde positie. De oorzaak van dit gedrag is dat door een te

grote winstfactor de kleppen de drukstelwaarde niet kunnen volgen. Vooral de uitlaatkleppen hebben met dit probleem af te rekenen wanneer de druk in de spier laag wordt. Het maximale uitstroomdebiet wordt in dat geval immers erg klein. Het gevolg van dit alles is dat wanneer de arm de gewenste positie bereikt, zijn beweging niet onmiddellijk zal stoppen. Hij zal voorbij de gewenste positie draaien. De integrator reageert hierop door de stelwaarde ΔP te verlagen. Daar de drukregeling er nog niet in geslaagd was de opgelegde stelwaarde voor de druk te bereiken, zal het systeem niet onmiddellijk reageren op deze wijziging van de stelwaarde. Een overshoot is hiervan het gevolg. De onderstaande grafiek verduidelijkt hetgeen uitgelegd werd. De twee lichtgrijze curven geven de door de integrator berekende drukstelwaarden P_1^{stel} en P_2^{stel} . De twee zwarte curven geven de druk in de spieren.



Grafiek 8: Gesimuleerd stapantwoord van het systeem ($P_m = 2,5$ bar) met een I-regelaar ; 10° met $I = 2,5$

Bij een hoekstap van 30° volstaat het de winst te verhogen van 0,5 tot 0,6 om een overshoot van 4° te induceren. Hiervoor zijn twee redenen. Ten eerste is bij deze grote hoekrotatie de druk in de onderste spier lager dan bij kleine hoekrotaties zodat de uitstroom trager verloopt. Hierdoor zal het zopas besproken effect nog sneller optreden. Ten tweede neemt het verschil tussen spierdruk en stelwaarde bij een te grote winst almaar toe. Vermits een grote hoekstap langer duurt zal zelfs een slechts iets te grote winst al voldoende zijn om een overshoot van enkele graden te veroorzaken.

Bij het nog verder opdrijven van de winst komt het systeem terecht in een permanente oscillatie (limit cycle). Een te kleine I-factor daarentegen vertraagt het systeem. Een verlaging van de gemiddelde druk eist ook een verlaging van de integratorwinst. Dit was te verwachten aangezien bij een lagere druk het uitlaatdebiet verkleint. Bij een verhoging van de gemiddelde druk mag I dan weer

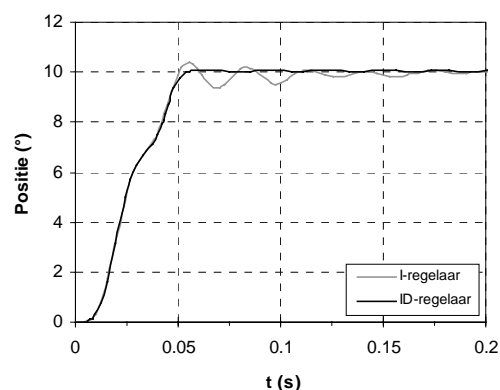
wat toenemen. Onderstaande tabel geeft de ideale integratorwinst voor hoekstappen van 10° , 20° en 30° bij een gemiddelde druk van 2 bar, 2,5 bar en 3 bar (abs).

Hoekstap:	10°	20°	30°
$P_m = 2$ bar	1	0,55	0,36
$P_m = 2,5$ bar	1,4	0,8	0,5
$P_m = 3$ bar	1,8	0,98	0,64

Tabel 2: De optimale integratorwinst in functie van de hoekstap en de gemiddelde druk

II. Invoeren van een D-actie

Het behouden van de integratorwinst die hierboven voor iedere hoekstap bepaald werd (zie Tabel 2) en het toevoegen van een kleine differentiatorbijdrage ($D = 10^{-4}$) resulteert in een beter gedempt stapantwoord. De stijgtijd blijft behouden, maar kleine oscillaties die optreden wanneer de arm zijn eindwaarde bereikt, dempen sneller uit.



Grafiek 9: Gesimuleerd stapantwoord van het systeem ($P_m = 2,5$ bar) met een I-regelaar (grijs) en ID-regelaar (zwart) ; $I = 1,4$ en $D = 10^{-4}$

Een te grote D-factor brengt het systeem in een permanente oscillatie. Bij een verlaging of verhoging van de gemiddelde druk blijft de factor D constant, hoewel de stijfheid van het systeem verandert. De integratorwinst blijft ook bij een wijziging van de gemiddelde druk gelijk aan deze gegeven in Tabel 2.

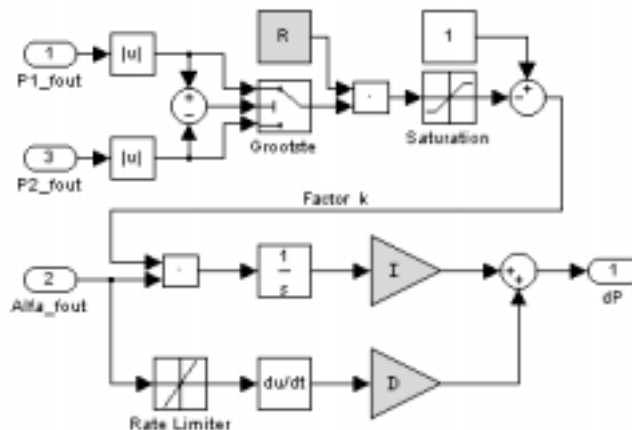
III. Invoeren van een P-actie

Het toevoegen van een proportionele bijdrage maakt van de regelaar een volwaardige PID-regelaar. Hierdoor verkort de stijgtijd met enkele milliseconden (verwaarloosbaar). Voor een stapantwoord van 10° en een gemiddelde druk van 2,5 bar is de meest ideale instelling: $P = 0,08$; $I = 1,7$ en $D = 3 \cdot 10^{-4}$. Deze drie factoren zijn echter totaal verschillend voor een hoekstap van bijvoorbeeld 20° . Dit maakt dat deze regelaar in praktijk niet toepasbaar is. Een te grote proportionele winst geeft net als een te grote differentiatorwinst aanleiding tot permanente oscillaties.

3.4.2 Adaptieve I(D)-regelaar

Er werd reeds aangehaald dat een integrerende bijdrage in de positieregelaar noodzakelijk is. Een zuiver integrerende regelaar heeft het nadeel dat de winst afhangt van het gewenste stapantwoord. Wanneer men de integratorwinst te groot kiest zal de drukregelaar zijn stelwaarde niet kunnen volgen. Dit geeft aanleiding tot grote overshoots. Het probleem kan opgelost worden door de winst van de integrator te verkleinen wanneer de drukregelaar de gevraagde stelwaarde niet kan volgen.

Het onderstaande blokdiagram toont hoe dit gerealiseerd werd in Simulink[®].

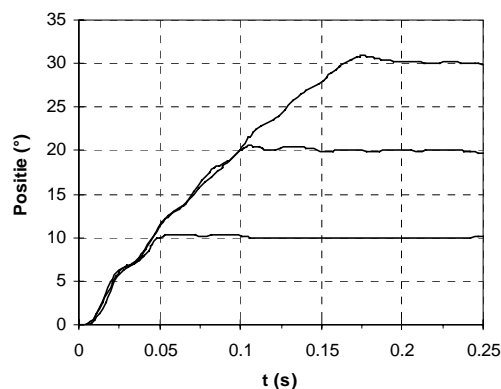


Figuur 12: Simulink[®] blokdiagram van een adaptieve ID-regelaar

Het onderste gedeelte van het blokdiagram is een gewone ID-regelaar. De winst van de integrator is $k \cdot I$ in plaats van I en de winst van de differentiator is D . De factor k heeft een waarde gelegen tussen 0,1 en 1 en wordt in het bovenste gedeelte van het diagram berekend. Hier wordt de grootste absolute waarde van P_i _fout (het verschil tussen P_i^{stel} en P_i^{gemeten}) bepaald. Deze waarde is een indicatie voor hoe goed de drukregelaars hun stelwaarde kunnen volgen. Hoe groter deze waarde, hoe slechter één of beide drukregelaars hun stelwaarde

volgen. Vervolgens wordt deze waarde, vermenigvuldigd met een factor R , van de waarde één afgetrokken. Het resultaat van deze bewerking is de factor k , die aangeeft met hoeveel percent de integraal winst moet verminderd worden.

Stelt men bij een gemiddelde druk van 2,5 bar $R = 5$ en $I = 2,5$, dan bekomt men voor eender welke hoekstelwaarde een stapantwoord waarvan de stijgtijd vergelijkbaar is met deze van het gesimuleerde open-loop stapantwoord. Introductie van een kleine D -actie ($D = 10^{-4}$) voegt extra demping toe aan het systeem. Toevoegen van een kleine proportionele factor leidt tot een vertraging van het systeem ten gevolge van oscillaties die optreden tijdens het roteren van de arm (net zoals de vertraging in Grafiek 6).



Grafiek 10: Gesimuleerde stapantwoorden van het systeem ($P_m = 2,5$ bar) met een adaptieve ID-regelaar ; $I = 2,5$; $R = 5$ en $D = 10^{-4}$

Bij een verhoging van de gemiddelde druk tot bijvoorbeeld 3 bar (abs) volstaat het I gelijk aan 5 te stellen. Bij een verlaging tot 2 bar is $I = 1,5$ schijnbaar het meest ideaal. Voor de factor R kan men in beide gevallen de waarde 5 behouden. Er is dus steeds een integratorwinst te vinden, bij eender welke gemiddelde druk, waarmee het systeem in het hele werkingsgebied af te regelen valt. Het volstaat om een tabel met de waarde van I bij een aantal verschillende gemiddelde drukken aan de regelaar toe te voegen, om te komen tot een regelaar die optimaal afgeregeld is voor iedere gemiddelde druk en stabiel is in het hele werkingsgebied van de arm. De stijgtijden bij de verschillende gemiddelde drukken zijn allemaal vergelijkbaar met de gesimuleerde open-loop stijgtijden (dit is: $t_{10^\circ} = 50$ ms; $t_{20^\circ} = 100$ ms en $t_{30^\circ} = 160$ ms).

3.5 Implementatie van de positiesturing in het onbelaste geval

3.5.1 Opstelling

Figuur 3 toont de éénledige arm waarop de positiesturing zal geïmplementeerd worden. De volledige sturing van het systeem, dit wil zeggen beide drukregelingen en de positiesturing, gebeurt vanuit de microcontroller. Hiertoe is elke spier voorzien van een druksensor waarvan het elektrische signaal via een filter doorverbonden is met de analoog-digitaal omzetter (ADC) van de microcontroller. De positiemeting gebeurt door middel van een potentiometer (Sakae FCP40A³). Ook dit signaal wordt via een filter naar de ADC van de microcontroller gebracht. De twee kleppengroepen, elk bestaand uit twee inlaatkleppen en vier uitlaatkleppen, worden elk via een elektrisch circuit (zie metalen doos met tweemaal zes stuurcircuits § 2.4.1 IV) door de parallelle poort van de microcontroller gestuurd.

3.5.2 Implementatie van de regelaar

Het Simulink[®] blokdiagram uit Figuur 12 dient eerst omgezet te worden in wiskundige vergelijkingen, die nadien in assembler geprogrammeerd zullen worden. De D-actie zal in eerste instantie buiten beschouwing gelaten worden. De reden hiervoor is dat een differentiator de ruis, aanwezig op het signaal van de positiemeting, zal versterken. Hierdoor zal het stabiliserend effect, dat de differentiator normaal gezien introduceert, volledig verloren gaan.

Het blokdiagram uit Figuur 12 is equivalent met de volgende vergelijking (de D-actie buiten beschouwing gelaten):

$$\Delta P_n = \Delta P_{n-1} + k I (\alpha_{\text{stel}} - \alpha) T_s \quad (13)$$

Hierin staat T_s voor de bemonsteringsperiode van de microcontroller (= 2,2 ms) en k is de factor die de integrale winst beperkt wanneer nodig. Deze factor is gegeven door de volgende formule:

$$k = \max \left[0,1 ; 1 - R \cdot \max \left(\left| P_1 - P_1^{\text{stel}} \right| ; \left| P_2 - P_2^{\text{stel}} \right| \right) \right] \quad (14)$$

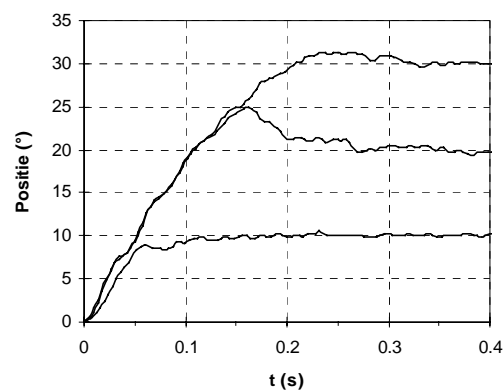
De waarde van deze factor is gelegen tussen 0,1 en 1. Implementatie van de vergelijkingen (13) en (14) in assembler en een correcte koppeling van dit deelprogramma met het drukregelingsprogramma uit het vorige hoofdstuk, levert de combinatie van een positie- en een druksturing zoals deze ook in Simulink[®]

³ Voor meer informatie, zie hoofdstuk "Instrumentatie"

gebouwd werd. Bij de implementatie van bovenstaande vergelijkingen in assembler dient men rekening te houden met over- en underflows, bit-precisie en de volgorde waarin men de bewerkingen uitvoert. De volledige assembler code is bijgevoegd in bijlage.

3.5.3 Prestaties

Het gedrag van een zuiver integrerende regelaar werd eerst in praktijk nagegaan. Hiertoe werden een aantal stapantwoorden opgenomen met $I = 1$ en $R = 0$ (zuivere I-regelaar in plaats van een adaptieve I-regelaar). De resultaten zijn in de onderstaande grafiek opgenomen.

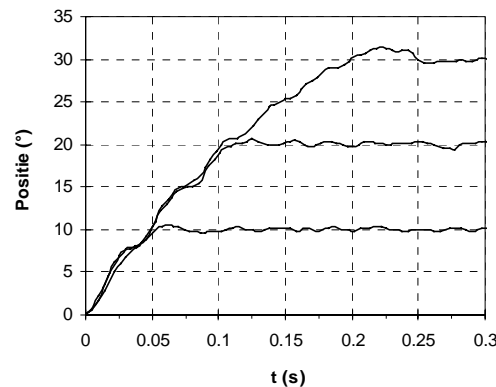


Grafiek 11: Experimentele stapantwoorden van het systeem ($P_m = 2,5$ bar) met een I-regelaar ; $I = 1$

Men stelt vast dat de integratorwinst voor het stapantwoord van 10° te klein is. Deze winst werd immers gelijk aan 1 gesteld, terwijl een waarde van 1,4 voorspeld werd voor een hoek van 10° (zie Tabel 2). Het gevolg hiervan is dat de arm afremt nog voor hij zijn eindpositie bereikt. Voor het stapantwoord van 20° is de integratorwinst dan weer te groot ($I = 1$ terwijl 0,8 voorspeld werd), wat resulteert in een overshoot. Het stapantwoord van 30° geeft tegen de verwachtingen in geen significante overshoot. De reden hiervoor is dat de kracht, ontwikkeld door de trekkende spier in de uiterste punten van het werkingsgebied van de arm, erg klein is. De contractie van de spier is in deze punten immers groot (zie Grafiek 1 en Grafiek 2). De afremmende kracht van de andere spier daarentegen is erg groot in deze uiterste punten. Een iets te grote druk in deze spier (deze is te verwachten vermits bij dit stapantwoord de druk in deze spier moet dalen) zal er dus voor zorgen dat er geen overshoot optreedt.

Vervolgens werd de invloed van de factor R nagegaan. Na de evaluatie van een aantal stapantwoorden werd er gekozen voor $I = 2$ en $R = 3$. Deze waarden verschillen van de theoretisch bepaalde waarden, nochtans geven ze bij simulatie

ook goede resultaten. De experimenteel opgenomen stapantwoorden zijn in de onderstaande grafiek opgenomen.



Grafiek 12: Experimentele stapantwoorden van het systeem ($P_m = 2,5$ bar) met een adaptieve I-regelaar ; $I = 2$ en $R = 3$

De stijgtijden van deze stapantwoorden zijn gelijk aan deze van de gesimuleerde open-loop stapantwoorden. Alleen bij grote hoekrotaties vertraagt de arm (vergelijk met Grafiek 10). Dit kan eveneens verklaard worden door de afnemende kracht van de trekkende spier, zoals hierboven besproken werd. Bij een andere gemiddelde druk vindt men, na aanpassing van de constanten I en R, stapantwoorden die goed in overeenstemming zijn met wat er door de simulaties voorspeld werd. De arm vertraagt wel steeds in de uiterste punten van het werkingsgebied.

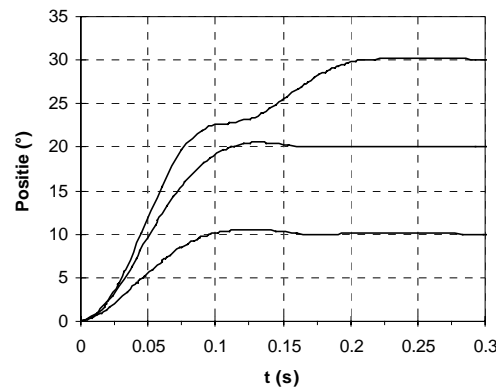
3.6 Simulatie van de positiesturing in het belaste geval

Veronderstel dat er een massa van één kilogram bevestigd wordt op het uiteinde van de arm. Hierdoor zal de traagheid van het systeem sterk toenemen. Bij een behoud van de instelling van de positieregelaar zal dit onvermijdelijk leiden tot sterke oscillaties. Om deze uit te dempen zal de D-actie van het systeem moeten toenemen.

3.6.1 Adaptieve PID-regelaar

Een massa van één kilogram, star bevestigd op het uiteinde van de arm, verhoogd de traagheid van het systeem van $J = 0,0023 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ tot $J = 0,0403 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Veronderstelt men een gemiddelde druk van 2,5 bar dan is een mogelijke instelling voor de regelaar: $P = 0,01$; $D = 0,0012$; $I = 0,8$ en $R = 3$. Door de grote traagheid van het systeem loont het om een proportionele bijdrage in te bouwen. Deze zal er voor zorgen dat de arm, na een wijziging van de stelwaarde, sneller

reageert. Met deze instellingen is de positiesturing stabiel in het ganse werkingsgebied.



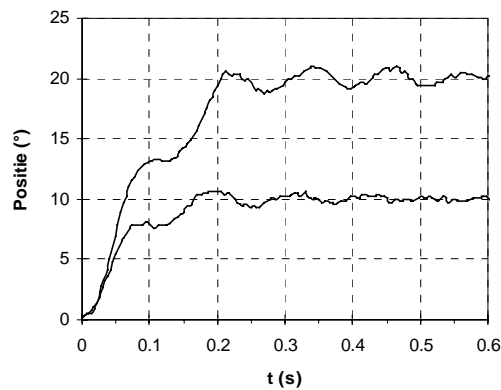
Grafiek 13: Gesimuleerde stapantwoorden van het systeem ($P_m = 2,5$ bar) met een adaptieve PID-regelaar ; $P = 0,01$; $I = 0,8$; $R = 3$ en $D = 12 \cdot 10^{-4}$

Ten gevolge van de extra traagheid verliest het systeem behoorlijk aan snelheid. De stijgtijd voor 10° bedraagt nu ongeveer 100 ms, tegenover 50 ms in het onbelaste geval. Voor grote hoekstappen verliest men minder snelheid (stijgtijd 30° in het onbelaste geval 160 ms, in het belaste geval ongeveer 200 ms). Het op nul zetten van R introduceert grote overshoots en dit vooral bij grotere hoekstappen, terwijl de stijgtijd ongeveer gelijk blijft.

Bij een verlaging of verhoging van de gemiddelde druk is het systeem nog steeds af te regelen, mits aanpassing van I, P en R. Daar de stijfheid van de structuur verandert zou men verwachten dat ook de factor D moet aangepast worden. Dit is echter in de meeste gevallen niet nodig.

3.7 Implementatie van de positiesturing in het belaste geval

Er werd een massa van 675 g star op het uiteinde van de arm bevestigd. De traagheid neemt op deze manier toe van $J = 0,0023 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ tot $J = 0,0280 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. In eerste instantie werd er gepoogd het systeem af te regelen met een adaptieve I-regelaar. Uit tests blijkt dat wanneer de integratorwinst klein genoeg gekozen wordt en de factor R voldoende groot gekozen wordt, het systeem vrij goed geregeld is. De stijgtijden zijn evenwel tweemaal groter (zie onderstaande grafiek) dan wat men theoretisch met een adaptieve PID-regelaar zou kunnen bekomen.



Grafiek 14: Experimentele stapantwoorden van het systeem ($P_m = 2,5$ bar) met een adaptieve I-regelaar ; $I = 1$ en $R = 6$ (belast geval)

In tweede instantie werd er een adaptieve ID-regelaar in de microcontroller geprogrammeerd. Uit tests bleek dat de D-actie, hoe klein deze ook is, het systeem steeds instabiel maakt. De oorzaak hiervan is de ruis aanwezig op het positie signaal, afkomstig van de potentiometer. Er werden een aantal maatregelen getroffen om deze ruis te verminderen (afschermen van geleiders en het plaatsen van filters), maar de differentiator bleef instabiel. Ook een wijziging van de formule voor de bepaling van de numerieke afgeleide bracht geen verbetering.

3.8 Samenvatting

De in het vorige hoofdstuk ontwikkelde drukregelaar werd hier aangewend voor de positiesturing van een antagonistisch paar pneumatische artificiële spieren. Voor het ontwerp van de positieregelaar werd een model gebouwd van het te regelen systeem. Met behulp van dit model, dat overigens een goede overeenstemming met de praktijk vertoont, werd een adaptieve I(D)-regelaar ontwikkeld. Deze slaagt er in het systeem te controleren in het onbelaste geval en dit voor eender welke gemiddelde druk. Implementatie van deze regelaar in de praktijk leverde de voorspelde resultaten op. Voor de positieregeling in het belaste geval werd er aan de hand van de simulaties een adaptieve PID-regelaar ontworpen. Deze geeft in theorie bevredigende resultaten, maar de implementatie in praktijk kon dit niet staven. De reden hiervoor is dat de D-actie in praktijk instabiel wordt ten gevolge van de ruis aanwezig op het positie signaal.

Conclusie

In dit afstudeerwerk werd een performante positiesturing gebouwd voor een antagonistisch paar pneumatische artificiële spieren. Voor de sturing van de spieren werden twee snelle en nauwkeurige drukregelaars, elk bestaand uit twee inlaat- en vier uitlaatkleppen, gebouwd. Door het gebruik van aan/uit ventielen werd het gewicht van één drukregeling teruggebracht tot 150 g (6 maal 25 g), daar waar de KPS 3/4 drukregelaar van de fabrikant Kolvenbach maar liefst 1000 g weegt.

In het eerste hoofdstuk werden de openings- en sluitingstijden van de Matrix 820 ventielen, door de bouw van een aangepast elektrisch stuurcircuit, aanzienlijk verbeterd. Zo konden grote tijdsvertragingen bij de drukregeling vermeden worden.

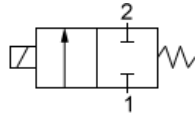
In het tweede hoofdstuk werd een efficiënte drukregeling op een vast volume ontworpen. Om dit tot een goed einde te brengen werd er eerst een model van het te regelen systeem gebouwd. Het model bleek zeer goed met de praktijk overeen te stemmen, waardoor de drukregelaar op dit model kon ontworpen worden. Een bang-bang regelaar met dode zone bleek het meest geschikt voor de regeling van dit systeem. De implementatie van het regelalgoritme in de praktijk leverde de verwachte resultaten op. De in- en vooral de uitstroomsnelheden van deze drukregeling, toegepast op kleine volumes zoals dat van een artificiële spier, zijn zelfs groter dan bij de KPS 3/4 drukregeling, hoewel de maximale doorstroomsectie van deze laatste veel groter is. De reden hiervoor is dat de PI-regelaar van de proportionele klep, wegens de korte in- en uitstroomtijden, de doorstroomsectie nooit volledig open stuurt. Een bijkomend voordeel van de bang-bang regelaar is dat deze ook geschikt is voor het volgen van trajecten, zonder daarbij grote faseverschuiving te introduceren, wat voor een PI-regelaar niet altijd het geval is.

Tot slot werd de ontwikkelde drukregelaar met succes aangewend voor de positiesturing van een antagonistisch paar pneumatische artificiële spieren. Opnieuw werd eerst een model gebouwd van het te regelen systeem. Ook nu weer werd een goede overeenkomst tussen model en praktijk bekomen. In eerste instantie werd er een positiesturing ontworpen voor een onbelaste arm. Dit leidde tot een adaptieve I(D)-regelaar die zowel in theorie als in praktijk zeer goede resultaten geeft. De responstijd van de regelaar op een stapantwoord van bijvoorbeeld 0° tot 10° , bedraagt slecht 50 ms. In een tweede fase werd de invloed van een externe belasting nagegaan. Een adaptieve PID-regelaar bleek, volgens de simulaties althans, in staat te zijn het systeem te controleren. In de praktijk bleek deze regeling echter onstabiel. De oorzaak is de elektrische ruis op het positiemeetsignaal, afkomstig van de potentiometer. Verwoede pogingen deze ruis te verminderen, door afscherming van het elektrische circuit voor de sturing van de kleppen en het plaatsen van buffers in combinatie met elektrische filters, leverden weinig op.

Als algemene conclusie kan men stellen dat de opdracht van dit afstudeerwerk met positief resultaat afgehandeld werd. In de toekomst zal er nog verder gezocht moeten worden naar een gepaste regelaar voor de positiesturing van een belaste, roterende antagonistische opstelling. De oplossing van dit probleem met een klassieke regelaar lijkt uitgesloten. Daarom verdient het domein van de bijzondere regelaars, zoals fuzzy logic controllers, extra aandacht. Het model van het te regelen systeem dat in dit afstudeerwerk ontwikkeld werd, zal in deze zoektocht een grote hulp zijn.

Instrumentatie

821 2/2 NC



Producer	Matrix S.p.A. Italië
Identification Code	OX 821.104C2KK
Dimensions (mm)	12 x 37 x 28,5
Weight	25 g
Supply voltage	5 VDC
Speed-up in tension	24 VDC
Nominal electric power	0,8 W
Response time in opening	< 1 ms
Response time in closing	< 1 ms
Maximum frequency	500 Hz
Product life expectancy	> 500 Mls cycles
Flow constants: b	0,433
C	25,7 NI/(min·bar)
Maximum flow: 6 → 0 bar (rel)	180 NI/min
6 → 5 bar (rel)	119 NI/min
Operating pressure	0 - 6 bar

MKS Bariton Pressure Transducer

Type	220AHS - 3A2 - A10K
Serial	42570
Unit	ABS Gauge
Range	10.000 Torr
Input	220 VAC
Output	0 - 10 VDC

Potentiometer Sakae FCP40A



Weerstandswaarde	1 k Ω
Totale weerstandstolerantie	$\pm 10\%$
Lineariteit	$\pm 0,05\%$
Vermogen	3,0 W
Elektrisch bereik	350° \pm 5°
Mechanisch bereik	360°
Start koppel	< 4 mN·m
Weerstand-temperatuur coëfficiënt	± 400 ppm/°C
Gewicht	80 g

Druksensor Honeywell CPC-100-AFC



Compensated Silicon Pressure Sensor
Absolute drukmeting

Maximale druk	100 psi
Lineariteit & hysteresis (max)	1,0 % span
Werkings temperatuur	-25 tot +85°C
Nominale voedingsspanning	12 VDC
Ingangsweerstand (min)	5,0 k Ω
Uitgangsweerstand	3,0 k Ω
Afmetingen (mm)	10 x 10 x 10
Gewicht	2 g

Pneumatische artificiële spier

Lengte : geen contractie ($\epsilon = 0 \%$)	100 mm
maximale contractie ($\epsilon = 41,5 \%$)	58,5 mm
Diameter : geen contractie	25 mm
maximale contractie	94,6 mm
Volume : contractie = 5 %	0,15 l
maximale contractie	0,30 l
Maximale druk	3 bar (rel)
Kracht ($\epsilon = 5 \%$ en $p = 3$ bar (rel))	3,3 kN
Materiaal eindstukken	aluminium
Materiaal membraan	Kevlar 49 met polypropyleen film
Gewicht	58 g

Symbolenlijst ¹

b	stromingscoëfficiënt van de klep (kritische drukverhouding)	-	-
C	stromingscoëfficiënt van de klep	-	Nl/(min·bar)
F	spierkracht	-	kN
J	traagheidsmoment	-	kg·m ²
k	konstante v/d dimensieloze koppelfunctie	0,207	rad ⁻¹
l	maximale lengte van de spier	100	mm
l _o	ogenblikkelijke lengte van de spier	-	mm
M	koppel	-	Nm
M _e	extern belastingskoppel	-	Nm
\dot{m}	massadebiet	-	kg/s
m _o	konstante v/d dimensieloze koppelfunctie	0,138	-
n	polytrope exponent	1,2	-
P	absolute druk	-	bar
p	relatieve druk : $p = P - P_{atm}$	-	bar (rel)
P _{atm}	omgevingsdruk	1	bar
P _d	absolute stroomafwaartse druk	-	bar
P _m	absolute gemiddelde spierdruk	-	bar
P _u	absolute stroomopwaartse druk	-	bar
r	gasconstante voor droge lucht	287	J/(kg·K)
t _o	openingstijd van de klep	-	ms
t _s	sluitingstijd van de tijd	-	ms
T _u	stroomopwaarts gemeten temperatuur	-	K
T _v	ogenblikkelijke temperatuur in het volume	-	K
V	volume	-	m ³
V _o	spiervolume bij $\alpha = 0^\circ$	0,246	l
ε	contractie van de spier	-	-
ρ_o	luchtdensiteit (standaard omstandigheden)	1,19	kg/Nm ³

¹ Alle drukken in de tekst zijn absolute drukken, tenzij anders vermeld door bijvoorbeeld *bar (rel)*

Bibliografie

- [1] F. Daerden. *Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their Use as Compliant Actuation Elements*. PhD thesis, VUB, 1999.
- [2] *M68HC16 Family CPU16 Reference Manual*. © Motorola Inc, 1997.
- [3] *MC68HC16Y3/MC68HC916Y3 User's Manual*. © Motorola Inc, 1997.
- [4] Ken Dutton, Steve Thompson en Bill Barraclough. *The Art of Control Engineering*. Addison-Wesley, Harlow England, 1997.
- [5] J.J.E. Slotine en Weiping Li. *Applied Nonlinear Control*. Prentice Hall, New Jersey, 1991.

```

*****
*   Positiesturing:                                           *
*   *                                                         *
*   *   Adaptieve I(D)-regelaar: integrator met variabele winst *
*   *                                                         *
*   *                                                         *
*   *                                                         *
*   *                                                         *
*   *                                                         *
*****
$include 'c:\sdebug16\serial.asm'

ORG 20000
JMP _PROG ; start hoofdprogramma
JMP _REGEL ; start interrupt (PIT springt naar Vector Number $38)
FDB $61a8 ; $20008 = P1_stel (2.5000 bar)
FDB $61a8 ; $2000a = P2_stel (2.5000 bar)
FDB $0ccb ; $2000c = alfa_stel (32.75 = horizontaal 0°)
FDB $61a8 ; $2000e = Pm (2.5000 bar)
FDB $0000 ; $20010 = dp_stel
FDB $012c ; $20012 = R (3.00)
FDB $0000 ; $20014 = k
FDB $0000 ; $20016 = delta_P1
FDB $0000 ; $20018 = delta_P2
FDB $0000 ; $2001a = P1_ADC
FDB $0000 ; $2001c = P2_ADC
FDB $0000 ; $2001e = alfa_ADC
FDB $0000 ; $20020 = d_alfa
FDB $00c8 ; $20022 = I (2.00)

_PROG: ; Start hoofdprogramma
JSR SET_CLK_16MHz
JSR DISABLE_WATCHDOG
JSR SER_A_INI_BAUD_19200
JSR INI_PORT_F ; maakt poort F discrete output
JSR INI_PIT ; instellen 'Periodic Interrupt Timer'
JSR INI_ADC ; instellen 'Analog-to-Digital Converter'
JSR START_ADC_PIT ; gelijktijdige start van ADC en PIT

_START: ; Oneindige lus → inlezen hoekstelwaarde !
LDAB #$02
TBYK
LDY #$0000 ; Y = $20000
JSR SER_A_PUT_STRG
FCB 'Hoek: ',0 ; INPUT: 0= -30° ; 30= 0° ; 60= +30°
JSR SER_A_GET_WORD_DEC ; Get Word (D) in Decimal form from Serial Port A
LDE #$64 ; = 100
EMUL ; = E:D
ADDD #$113 ; = 2.75
STD $c,Y ; alfa_stel opslaan
JSR SER_A_PUT_ENTER
JMP _START ; Oneindige lus → inlezen hoekstelwaarde !

*****
_REGEL: ; Start interrupt
PSHM D,E,X,Y,Z,K ; Save Registers
LDAB #$02
TBYK
LDY #$0000 ; Y = $20000
LDAB #$0F
TBZK
LDZ #$F710 ; Z = $FF710

***** ADC-waarden omzetten en opslaan *****
LDD $a,Z ; ADC5 = alfa
LDE #$40 ; 1023 (uit ADC) * 64 (= $40) --> 65500
EMUL ; = E:D
LDX #$a ; = 10
EDIV ; = IX
STX $1e,Y ; alfa_ADC

```

```

LDD  $c,Z           ; ADC6 = P1
LDE  #$c0f8        ; = 49400
EMUL                ; = E:D
LDX  #$3FF         ; = 1023
EDIV                ; = IX
STX  $1a,Y        ; P1_ADC

LDD  $e,Z           ; ADC7 = P2
LDE  #$c0f8        ; = 49400
EMUL                ; = E:D
LDX  #$3FF         ; = 1023
EDIV                ; = IX
STX  $1c,Y        ; P2_ADC

***** dp_stel berekenen *****

LDD  $8,Y           ; P1_stel
SUBD $1a,Y         ; P1_ADC
BPL  _delta_P1_pos
NEGD
_delta_P1_pos
STD  $16,Y         ; delta_P1
LDD  $a,Y           ; P2_stel
SUBD $1c,Y         ; P2_ADC
BPL  _delta_P2_pos
NEGD
_delta_P2_pos
STD  $18,Y         ; delta_P2

CPD  $16,Y         ; delta_P2 <> delta_P1
BHI  _delta_P2_higher
LDD  $16,Y

_delta_P2_higher  ; D = de grootste delta_Pi
LDE  $12,Y         ; R
EMUL                ; E:D = R*delta_P_max
                    ; → produkt mag niet groter zijn dan 0.9

CPE  #$D
BHI  _0.1_max
LDX  #$2710        ; = 10000
EDIV                ; = IX
CPX  #$5a         ; IX niet groter dan 0.9 ?
BHI  _0.1_max
XGDX
SUBD #$64          ; = 100
NEGD
JMP  _D_max
_0.1_max
LDD  #$a           ; = 10
_D_max
STD  $14,Y        ; k

LDD  $c,Y         ; alfa_stel
SUBD $1e,Y        ; alfa_ADC
BMI  _negatief

***** d_alfa Positief *****

STD  $20,Y        ; d_alfa
LDD  $22,Y        ; I
LDE  $14,Y        ; k
EMUL                ; E:D = I*k
LDE  $20,Y        ; d_alfa
EMUL                ; E:D = I*k*(d_alfa)
LDX  #$b1bc       ; = 45500 → Ts = 2.2ms = 1/455
EDIV                ; = IX
XGDX
LDE  $10,Y        ; dp_stel
ADE                ; E = D+E
STE  $10,Y        ; opslagen van de nieuwe dp_stel
JMP  _end_negatief

```

```

**** d_alfa Negatief ****
_negatief
  NEGD
  STD  $20,Y          ; d_alfa
  LDD  $22,Y          ; integraal winst
  LDE  $14,Y          ; k
  EMUL
  LDE  $20,Y          ; E:D = I*k
  EMUL
  LDX  #$b1bc         ; d_alfa
  EMUL
  LDX  #$b1bc         ; E:D = I*k*(d_alfa)
  EDIV
  XGDX
  SUBD $10,Y          ; = 45500 → Ts = 2.2ms = 1/455
  NEGD
  STD  $10,Y          ; = IX
_end_negatief

***** P1_stel en P2_stel berekenen *****
*** de druk wordt begrensd op 4 bar (abs) ***

  LDD  $e,Y          ; Pm
  ADDD $10,Y          ; dp_stel
  CPD  #!40000
  BLS  _boven_lim_OK
  LDD  #!40000
  SUBD $e,Y          ; Pm
  STD  $10,Y          ; dp_stel
_boven_lim_OK:
  LDD  $e,Y          ; Pm
  SUBD $10,Y          ; dp_stel
  CPD  #!11000
  BHI  _onder_lim_OK
  LDD  $e,Y          ; Pm
  SUBD #!11000
  STD  $10,Y          ; dp_stel
_onder_lim_OK:
  LDD  $e,Y          ; Pm
  ADDD $10,Y          ; dp_stel
  STD  $8,Y          ; P1_stel
  LDD  $e,Y          ; Pm
  SUBD $10,Y          ; dp_stel
  STD  $a,Y          ; P2_stel

**** Regelen van de drukken *****
** Schakelwaarde afh. van: P < 2.5 bar **
**                               P > 2.5 bar **
*****

  LDZ  #$FA19         ; Z = $FFA19 → Port_F
_Spier_1:
  LDD  8,Y            ; P1_stel
  CPD  #!25000        ; 2.5000 bar
  BHI  _Spier_1h
*****
_Spier_1l:
  SUBD 1a,Y          ; P1_ADC
  BMI  _UIT_1l
_IN_1l:
  CPD  #!1200         ; > 0.120 bar
  BHI  _in1l_c
  CPD  #!250          ; > 0.025 bar
  BHI  _in1l_b
  CPD  #!200          ; > 0.020 bar
  BHI  _in1l_a
  BCLR 0,Z #!00001111
  JMP  _Spier_2
_in1l_a:
  BCLR 0,Z #!00001100
  JMP  _Spier_2

```

```

_in11_b:
  BCLR 0,Z #00001100
  BSET 0,Z #00000001
  JMP  _Spier_2

_in11_c:
  BCLR 0,Z #00001100
  BSET 0,Z #00000011
  JMP  _Spier_2

_UIT_11:
  NEGD
  CPD  #!1200          ; > 0.120 bar
  BHI  _uit11_c
  CPD  #!250          ; > 0.025 bar
  BHI  _uit11_b
  CPD  #!200          ; > 0.020 bar
  BHI  _uit11_a
  BCLR 0,Z #00001111
  JMP  _Spier_2

_uit11_a:
  BCLR 0,Z #00000011
  JMP  _Spier_2

_uit11_b:
  BCLR 0,Z #00000011
  BSET 0,Z #00000100
  JMP  _Spier_2

_uit11_c:
  BCLR 0,Z #00000011
  BSET 0,Z #00001100
  JMP  _Spier_2

*****
_Spier_1h:
  SUBD 1a,Y          ; P1_ADC
  BMI  _UIT_1h

_IN_1h:
  CPD  #!1200          ; > 0.120 bar
  BHI  _inlh_c
  CPD  #!300          ; > 0.030 bar
  BHI  _inlh_b
  CPD  #!250          ; > 0.025 bar
  BHI  _inlh_a
  BCLR 0,Z #00001111
  JMP  _Spier_2

_inlh_a:
  BCLR 0,Z #00001100
  JMP  _Spier_2

_inlh_b:
  BCLR 0,Z #00001100
  BSET 0,Z #00000001
  JMP  _Spier_2

_inlh_c:
  BCLR 0,Z #00001100
  BSET 0,Z #00000011
  JMP  _Spier_2

_UIT_1h:
  NEGD
  CPD  #!1200          ; > 0.120 bar
  BHI  _uit1h_c
  CPD  #!300          ; > 0.030 bar
  BHI  _uit1h_b
  CPD  #!250          ; > 0.025 bar
  BHI  _uit1h_a
  BCLR 0,Z #00001111
  JMP  _Spier_2

_uit1h_a:
  BCLR 0,Z #00000011
  JMP  _Spier_2

```

```

_uit1h_b:
    BCLR 0,Z #%00000011
    BSET 0,Z #%00000100
    JMP  _Spier_2
_uit1h_c:
    BCLR 0,Z #%00000011
    BSET 0,Z #%00001100
*****
_Spier_2:
    LDD  $a,Y                ; P2_stel
    CPD  #!25000             ; 2.5000 bar
    BHI  _Spier_2h
*****
_Spier_2l:
    SUBD $!c,Y                ; P2_ADC
    BMI  _UIT_2l
_IN_2l:
    CPD  #!1200              ; > 0.120 bar
    BHI  _in2l_c
    CPD  #!250               ; > 0.025 bar
    BHI  _in2l_b
    CPD  #!200               ; > 0.020 bar
    BHI  _in2l_a
    BCLR 0,Z #%11110000
    JMP  _Regel_End
_in2l_a:
    BCLR 0,Z #%11000000
    JMP  _Regel_End
_in2l_b:
    BCLR 0,Z #%11000000
    BSET 0,Z #%00010000
    JMP  _Regel_End
_in2l_c:
    BCLR 0,Z #%11000000
    BSET 0,Z #%00110000
    JMP  _Regel_End
_UIT_2l:
    NEGD
    CPD  #!1200              ; > 0.120 bar
    BHI  _uit2l_c
    CPD  #!250               ; > 0.025 bar
    BHI  _uit2l_b
    CPD  #!200               ; > 0.020 bar
    BHI  _uit2l_a
    BCLR 0,Z #%11110000
    JMP  _Regel_End
_uit2l_a:
    BCLR 0,Z #%00110000
    JMP  _Regel_End
_uit2l_b:
    BCLR 0,Z #%00110000
    BSET 0,Z #%01000000
    JMP  _Regel_End
_uit2l_c:
    BCLR 0,Z #%00110000
    BSET 0,Z #%11000000
    JMP  _Regel_End
*****
_Spier_2h:
    SUBD $!c,Y                ; P2_ADC
    BMI  _UIT_2h

```

```

_IN_2h:
  CPD   #!1200           ; > 0.120 bar
  BHI   _in2h_c
  CPD   #!300           ; > 0.030 bar
  BHI   _in2h_b
  CPD   #!250           ; > 0.025 bar
  BHI   _in2h_a
  BCLR  0,Z #11110000
  JMP   _Regel_End

_in2h_a:
  BCLR  0,Z #11000000
  JMP   _Regel_End

_in2h_b:
  BCLR  0,Z #11000000
  BSET  0,Z #00010000
  JMP   _Regel_End

_in2h_c:
  BCLR  0,Z #11000000
  BSET  0,Z #00110000
  JMP   _Regel_End

_UIT_2h:
  NEGD
  CPD   #!1200           ; > 0.120 bar
  BHI   _uit2h_c
  CPD   #!300           ; > 0.030 bar
  BHI   _uit2h_b
  CPD   #!250           ; > 0.025 bar
  BHI   _uit2h_a
  BCLR  0,Z #11110000
  JMP   _Regel_End

_uit2h_a:
  BCLR  0,Z #00110000
  JMP   _Regel_End

_uit2h_b:
  BCLR  0,Z #00110000
  BSET  0,Z #01000000
  JMP   _Regel_End

_uit2h_c:
  BCLR  0,Z #00110000
  BSET  0,Z #11000000

_Regel_End:
  PULM  D,E,X,Y,Z,K      ; Reload old values
  RTI
  ***** EINDE INTERRUPT *****

***** Sturing van PFi *****
*
* Geheugenplaats = $YFFA19 of $YFFA1B
* Bit:           7   6   5   4   3   2   1   0
* Functie: PF7 PF6 PF5 PF4 PF3 PF2 PF1 PF0
* Klepsturing "SPIER 1": PF0 inlaatklep 1
*                   PF1 inlaatklep 2
*                   PF2 uitlaatklep 1
*                   PF3 uitlaatkleppen 2, 3 en 4
* Klepsturing "SPIER 2": PF4 inlaatklep 1
*                   PF5 inlaatklep 2
*                   PF6 uitlaatklep 1
*                   PF7 uitlaatkleppen 2, 3 en 4
*****
INI_PORT_F:
  PSHM  D,X,K           ; Save D,IX and XK Registers
  LDAB  #$0F
  TBXK
  LDX   #$FA1D         ; X = $FFA1D ; Port F Data Direction Register
  BSET  0,X #11111111 ; set PF0 t.e.m. PF7 als discrete output
  BCLR  2,X #11111111 ; $FFA1F = Port F Pin Assignment Register
  PULM  D,X,K         ; Reload old values D,IX and XK
  RTS

```

```

***** Periodic Interrupt Timer *****
*
* De PIT-periode= 2.197 ms
* Parameters PIT: f ref = 4.194 MHZ
*
*           PITM = 18
*           PTP  = 0 (prescaler = 1)
*****
INI_PIT:
    PSHM D,X,K           ; Save D,IX and XK Registers
    LDAB #$0F
    TBXK
    LDX  #$FA22          ; PICR: Periodic Interrupt Control Register = $YFFA22
                        ; 0 0 0 0 0 PIRQL[2:0] PIV[7:0]
                        ; Periodic Interrupt Request Level = 7 (= $7)
                        ; Periodic Interrupt Vector = $38 (adres = $0070)

    LDD  #0738
    STD  0,X
    PULM D,X,K          ; Reload old values D,IX and XK
    RTS

***** Analog-to-Digital Converter *****
*
* Scan-cyclus = 0.183 ms
* Parameters ADC: SCAN = 1
*
*           MULT = 1
*           S8CM = 1
*           CD:CA = %0000
* Parameters ADC-clock: PRS = 7
*
*           STS = 8 (bits= %10)
*****
INI_ADC:
    PSHM D,X,K           ; Save D,IX and XK Registers
    LDAB #$0F
    TBXK
    LDX  #$F700          ; ADCTL0: ADC Control Register0 = $YFF70B
                        ; RES10 STS[1:0] PRS[4:0]
                        ; → RES10 = %1 (10-bit conversion)
                        ; → STS = %10 (Sample Time Selection= 8)
                        ; → PRS[4:0] = %00111 (Prescaler Rate Selection = 7)

    LDAA #%11000111
    STAA $B,X
                        ; ADCMCR: ADC Module Configuration Register = $YFF700
                        ; STOP=0 (Low-Power Stop Mode Disable)

    BCLR 0,X,%10000000
    PULM D,X,K          ; Reload old values D,IX and XK
    RTS

***** Starten ADC en PIT *****
START_ADC_PIT:
    PSHM D,X,K           ; Save D,IX and XK Registers
    LDAB #$0F
    TBXK
    LDX  #$F700          ; ADCTL1: ADC Control Register1 = $YFF70D
                        ; 0 SCAN MULT S8CM CD CC CB CA

    LDAA #%01110000
    STAA $D,X           ; de ADC start
    LDX  #$FA24          ; PITR: Periodic Interrupt Timer Register = $YFFA24
                        ; 0 0 0 0 0 0 PTP PITM[7:0]
                        ; Periodic Timer Prescaler = 0
                        ; Periodic Interrupt Timing Modulus = 18

    LDD  #$0012
    STD  0,X           ; → vanaf nu zal de timer beginnen lopen
    PULM D,X,K          ; Reload old values D,IX and XK
    RTS

***** END *****

```