



# Studie over de controle van een enkelvoudige en dubbele slinger aangedreven door geplooid pneumatische artificiële spieren met aanpasbare stijfheid.

Eindwerk voorgelegd voor het behalen van de academische graad van  
Burgerlijk Werktuigkundig - Elektrotechnisch ingenieur door

---

## Verheyden Geert

---

Academiejaar 2005 - 2006

Promotor : Prof. dr. ir. Dirk Lefeber

Begeleider : ir. Bram Vanderborght







voor de leuke jaren op de VUB! Het was fantastisch en ik zal jullie zeker nooit vergeten.

Als laatste wil ik al mijn vrienden bedanken, die ik vergeten op te noemen ben, maar die me geholpen hebben tijdens de voorbije jaren met veel vriendschap en morele steun. Zonder de steun van jullie allen was ik waarschijnlijk nooit zo ver geraakt.

Bedankt.

Brussel, juni 2006

Geert

## **Abstract**

*Study of the controller of a single and double pendulum setup, actuated by pleated pneumatic artificial muscles with adjustable stiffness.*

The pendulum setup is actuated by an antagonistic pair of pneumatic muscles supplied with pressurized air. The characteristics of the muscles and pressurized air, allows a flexible actuator to be created. If the muscles are closed, they may be considered as a non-linear spring.

The advantage of this actuator is that its stiffness, which is the opposite of the compliance, may be adjusted independently of the supplied couple. This characteristic offers the possibility to adjust the spring flexibility in order to optimize the control efforts and energy consumption in compliance to the desired trajectory. The application of this adjustable stiffness provides an actuator which needs few control activity for a desired trajectory.

That is the purpose of this master thesis. The goal is to follow a desired trajectory with a minimal energy consumption combined with an optimal flexibility adjustment. For this purpose, a control algorithm has been developed and has been tested.

The existing pendulum and software have been extended in order to allow additional freedom in following more complex movements and measure their effects. In this thesis, the results of simulations and experiences on adjustable stiffness have been taken into consideration. This has been made for different trajectories and has been illustrated with graphics showing the necessary control activities.

To achieve the final goal, consisting of an optimized and adjustable stiffness for the muscles of the biped robot “Lucy”, more subsequent research is still needed.

## Samenvatting

*Studie van de controle van een enkelvoudige en dubbele slinger aangedreven door geplooid pneumatische artificiële spieren met aanpasbare stijfheid.*

De slinger wordt aangedreven door een stel antagonistisch geplaatste spieren, die gevoed worden door samengeperste lucht. Door de spierkarakteristieken en de samengeperste lucht ontstaat een soepele actuator. Indien de spieren afgesloten zijn, kunnen ze beschouwd worden als een niet-lineaire veer.

Het voordeel van deze actuator is dat de stijfheid, dit is de inverse van de soepelheid, onafhankelijk kan aangepast worden ten opzichte van het te leveren koppel. Dit biedt dus de mogelijkheid om deze veerstijfheid zodanig aan te passen dat er optimaal gebruik wordt gemaakt van de natuurlijke dynamica van een systeem. Het toepassen van deze aanpasbare stijfheid levert een actuator op die weinig controleacties nodig heeft om een bepaald gewenst traject te kunnen volgen.

Dit is dan ook het doel van deze thesis. Een traject zo goed mogelijk proberen te volgen; waarbij zo weinig mogelijk energie verbruikt wordt door het juist instellen van de stijfheid. Met het oog hierop werd er een controlealgoritme ontwikkeld en verder uitgetest.

De bestaande slinger en software werden uitgebreid met een bijkomende vrijheidsgraad om complexere bewegingen te kunnen volgen en het effect hiervan in rekening te kunnen brengen. In deze thesis komen de resultaten aan bod van zowel simulaties als experimenten over de invloed van de aanpasbare stijfheid voor de gebruikte energie. Dit werd gedaan voor verschillende trajecten en geïllustreerd met grafieken over de nodige controleacties.

Om het uiteindelijke doel te kunnen realiseren, namelijk het toepassen van een aanpasbare en optimale stijfheid van de spieren voor de tweebenig stappende robot 'Lucy', is er echter nog verder onderzoek nodig.

## Résumé

*L'étude du contrôle d'un simple et double balancement actionnés par des muscles artificiels pneumatiques pliables avec une rigidité adaptable.*

Le balancement est actionné par un couple de muscles antagonistes qui sont alimentés par de l'air comprimé. De par les caractéristiques des muscles et de l'air comprimé, on crée un actuateur souple. Si les muscles sont fermés, ils peuvent être considérés comme un ressort non-linéaire.

L'avantage de cet actuateur est que la rigidité, qui est à l'inverse de la souplesse, peut être adapté indépendamment du couple à fournir. Ceci offre donc la possibilité pour adapter cette raideur de ressort de telle façon qu'un usage optimal peut être créé de la nature dynamique d'un système.

L'application de cette rigidité adaptable fournit un actuateur qui a besoin de peu d'actions de contrôle nécessaire afin de pouvoir suivre un trajet déterminé.

Ceci est donc la finalité de ce mémoire. Cette finalité est l'essai de suivre un trajet aussi bien que possible avec une consommation minimale d'énergie par un ajustement optimale de la rigidité. A cet effet, un algorithme de contrôle a été développé et a été ensuite testé.

Le balancement et le logiciel existants ont été étendus avec un degré de liberté complémentaire pour pouvoir suivre des mouvements plus complexes et de pouvoir prendre en considération leurs effets. Dans ce mémoire, les résultats aussi bien des simulations que des expériences au sujet de l'influence de la rigidité adaptable pour l'énergie utilisée sont prises en considération. Ceci a été fait pour différents trajets et a été illustré avec des graphiques au sujet des actions de contrôle nécessaires.

Pour réaliser le but final ; à savoir l'application d'une rigidité adaptable et optimale pour les muscles pour le robot bipède "Lucy", il y a toutefois encore des recherches ultérieures nécessaires.



# Inhoudsopgave

VOORWOORD

ABSTRACT

SAMENVATTING

RÉSUMÉ

INHOUDSOPGAVE

LIJST VAN DE GEBRUIKTE FIGUREN

LIJST VAN DE GEBRUIKTE TABELLEN

LIJST MET GEBRUIKTE AFKORTINGEN

## 1. INLEIDING

1.1.	PASSIEVE VERSUS ACTIEVE STAPPERS	- 2 -
1.2.	ENKELE BESTAANDE VOORBEELDEN	- 3 -
1.3.	AANPASBARE STIJFHEID	- 7 -
1.4.	DE GEPLOOIDE ARTIFICIËLE PNEUMATISCHE SPIER (GPAS)	- 8 -
1.5.	LUCY	- 9 -
1.6.	VERONICA EN DE AMASC	- 10 -
1.7.	DOEL VAN DE THESIS	- 11 -
1.8.	OPBOUW VAN DE THESIS	- 12 -

## 2. OPSTELLING - 14 -

2.1.	DE ANTAGONISTISCHE OPSTELLING	- 14 -
2.2.	SOEPELHEID	- 17 -
2.3.	SLINGER	- 19 -
2.3.1.	<i>De computer</i>	- 19 -
2.3.2.	<i>Verbindings- en veiligheidsbordje</i>	- 20 -
2.3.3.	<i>Hoek encoder</i>	- 21 -
2.3.4.	<i>Snelheidsbordje</i>	- 21 -
2.3.5.	<i>Druksensor</i>	- 22 -
2.3.6.	<i>Kleppenblok en speed-up circuit</i>	- 23 -
2.4.	PARAMETERBEPALING	- 23 -
2.4.1.	<i>Druksensoren</i>	- 23 -
2.4.2.	<i>Modelparameters</i>	- 24 -

## 3. CONTROLESTRATEGIE - 27 -

3.1.	HET MODELGEBASEERD DEEL	- 27 -
3.2.	FEEDFORWARD DRUKREGELING	- 29 -

3.3.	BANG-BANG CONTROLLER	- 30 -
<b>4.</b>	<b>SIMULATOR</b>	<b>- 31 -</b>
4.1.	SIMULATOR	- 31 -
4.2.	GEBRUIKTE ENERGIE	- 33 -
<b>5.</b>	<b>RESULTATEN</b>	<b>- 35 -</b>
5.1.	RESULTATEN ENKELVOUDIGE SLINGER	- 35 -
5.1.1.	<i>Sinusvormig traject voor een enkelvoudige slinger</i>	- 35 -
5.1.2.	<i>Sinusvormig traject met een offset.</i>	- 48 -
5.1.3.	<i>Sinusvormig traject met variërende frequentie</i>	- 52 -
5.1.4.	<i>Som van twee sinussen als te volgen traject.</i>	- 60 -
5.1.5.	<i>Som van twee sinussen met stijgende frequentie</i>	- 72 -
5.2.	RESULTATEN VOOR DE SAMENGESTELDE SLINGER	- 78 -
5.2.1.	<i>Hetzelfde sinusvormig traject voor beide scharnieren</i>	- 78 -
5.2.2.	<i>Tegengesteld sinusvormig traject voor beide scharnieren</i>	- 85 -
<b>6.</b>	<b>CONCLUSIES</b>	<b>- 88 -</b>
<b>7.</b>	<b>BIBLIOGRAFIE</b>	<b>- 91 -</b>
	<b>BIJLAGE A</b>	<b>- 95 -</b>
	<b>DESIGN VERDEEL- EN VEILIGHEIDSBORDJE</b>	<b>- 98 -</b>
	<b>FOTO TESTOPSTELLING</b>	<b>- 99 -</b>

# Lijst van de gebruikte figuren

- FIGUUR 1.1.: LINKS EEN FOTO VAN ROBOT “ASIMO” VAN HONDA EN DE RECHTSE FOTO TOONT DE ROBOT “QRIO” VAN SONY. - 4 -
- FIGUUR 1.2.: DE ENERGIECONSUMPTIE VAN STAPPENDE ROBOTS IN VERGELIJKING MET DE MENS. DE ENERGIECONSUMPTIE WORDT WEERGEGEVEN PER EENHEIDSGEWICHT EN EENHEIDSAFSTAND. “ASIMO” VERBRUIKT MEER DAN TIENMAAL MEER ENERGIE DAN DE STAPPENDE MENS. - 4 -
- FIGUUR 1.3.: DE PASSIEF-DYNAMISCH STAPPENDE ROBOT DENISE, ONTWIKKELD IN HET BIO-ROBOTICS LAB VAN TU DELFT. DE ARMEN VAN DEZE ROBOT WAREN IN EERSTE INSTANTIE VOORZIEN OM DE ROBOT STABIEL TE HOUDEN, MAAR ZIJN UITEINDELIJK NIET NODIG GEBLEKEN. - 5 -
- FIGUUR 1.4.: CORNELL ROBOT. OP BEIDE ARMEN ZIJN DE BATTERIJEN BEVESTIGD, DIE DE ELEKTROMOTOREN AANSTUREN. IN HET ONDERSTE GELID VAN HET BEEN IS DE VEER, DIE DE ENERGIE OPSLAAT WANNEER HET BEEN EEN SLINGERBEWEGING UITVOERT, OOK DUIDELIJK ZICHTBAAR,. DEZE WORDT BIJ DE “PUSH OFF” VAN DE VOET VRIJGEGEVEN. DIT GEBEURT OP HET MOMENT DAT HET ZWAARTEPUNT OVERGAAT VAN DE ENE CIRCULAIRE BAAN NAAR DE VOLGENDE. - 6 -
- FIGUUR 1.5.: DEZE FIGUUR TOONT DE NATUURLIJKE TRILLING, DIE EEN MASSA-VEER SYSTEEM UITVOERT BIJ BEPAALDE WAARDES VAN DE MASSA EN DE VEERSTIJFHEID. HET AANPASSEN VAN EEN VAN DEZE TWEE PARAMETERS, MASSA OF VEERSTIJFHEID, ZAL DE EIGENFREQUENTIE VERANDEREN. - 7 -
- FIGUUR 1.6.: DE GEPLOOIDE PNEUMATISCHE ARTIFICIËLE SPIER - 8 -
- FIGUUR 1.7.: DE ROBOT LUCY AANGEDREVEN MET DE GPAS - 10 -
- FIGUUR 1.8.: DE AMASC ALS ACTUATOR; DE TWEE GROTE VEREN ZIJN DUIDELIJK ZICHTBAAR EVENALS HET INGEWIKKELDE EN COMPLEXE DESIGN VAN DEZE ACTUATOR. DE ANDERE FOTO IS DE ROBOT VERONICA, DIE GEBRUIK MAAKT VAN DE MACCEPA ACTUATOR. - 11 -
- FIGUUR 2.1.: VOORSTELLING VAN DE ANTAGONISTISCHE OPSTELLING VAN DE SPIEREN. DOOR HET DRUKVERSCHIL KAN VIA DE HEFBOOMARMEN EEN KOPPEL UITGEOEFEND WORDEN IN HET SCHARNIER. DE GEMIDDELDE DRUK ZAL DE STIJFHEID VAN HET SCHARNIER BEPALEN. - 14 -
- FIGUUR 2.2.: HET NIET-LINEAIRE KARAKTER VAN DE KRACHT EN HET VOLUME IN FUNCTIE VAN DE CONTRACTIE BIJ EEN GPAS EN DIT VOOR VERSCHILLENDE RELATIEVE DRUKKEN - 15 -
- FIGUUR 2.3.: DE CONFIGURATIE VAN DE ANTAGONISTISCHE OPSTELLING VAN DE SPIEREN - 16 -
- FIGUUR 2.4.: FOTO VAN HET VERBINDINGS- EN VEILIGHEIDSBORDJE MET AANDUIDING VAN DE VERSCHILLENDE COMPONENTEN. - 20 -
- FIGUUR 2.5.: HET PCB-BORDJE DAT INSTAAT VOOR HET LEVEREN VAN HET ANALOGIE SNELHEIDSSIGNAAL. AAN DE BOVENKANT ZIJN DE CONNECTOREN ZICHTBAAR WAAROP DE HOEK ENCODER AANGESLOTEN MOET WORDEN. HET SYMMETRISCHE BORDJE IS IN STAAT OM VAN DE TWEE HOEK ENCODERS HET SNELHEIDSSIGNAAL TE LEVEREN. - 22 -

FIGUUR 2.6.: DE CALIBRATIE VAN DE VERSCHILLENDE ABSOLUTE DRUKSENSOREN. VAN ELKE SENSOR WORDT DE GEVOELIGHEID EN DE OFFSET BEPAALD.	- 24 -
FIGUUR 3.1.: SCHEMA VAN DE COMPUTED TORQUE CONTROLLER [20]	- 27 -
FIGUUR 3.2.: INSTELLING VAN DE BANG-BANG CONTROLLER	- 30 -
FIGUUR 5.1.: PLOT VAN HET GEWENSTE KOPPEL IN FUNCTIE VAN DE GEWENSTE HOEK. AANGEZIEN DEZE GRAFIEK EEN RECHTE IS, KAN OP EEN EENVOUDIGE MANIER LINEAIRE REGRESSIE TOEGEPAST WORDEN. DEZE GRAFIEK GELDT VOOR EEN AMPLITUDE VAN $10^\circ$ EN EEN FREQUENTIE VAN 1.5 HZ.	- 37 -
FIGUUR 5.2.: STIJFHEID EN $P_s$ -WAARDEN DOOR GEBRUIK TE MAKEN VAN DE DEFINITIE. GRAFIEK OPGESTELD VOOR EEN FREQUENTIE VAN 1.5 HZ EN EEN AMPLITUDE VAN $10^\circ$ .	- 38 -
FIGUUR 5.3.: STIJFHEID EN $P_s$ -WAARDEN OPGESTELD DOOR GEBRUIK TE MAKEN VAN HET RESULTAAT, BEHAALD MET LINEAIRE REGRESSIE. ( $K = 58.84 \text{ NM/RAD}$ ) ZOALS DUIDELIJK BLIJKT ZIJN DE RESULTATEN ZO GOED ALS DEZELFDE VOOR DE GEMIDDELDE DRUK. ( $F = 1.5 \text{ HZ}$ EN $A = 10^\circ$ )	- 38 -
FIGUUR 5.4.: EXERGIEVERBRUIK VOOR DE INLAAT OVER ÉÉN PERIODE. DE GRAFIEK IS OPGESTELD VOOR EEN $F = 1.5 \text{ HZ}$ EN VOOR TWEE VERSCHILLENDE AMPLITUDES.	- 39 -
FIGUUR 5.5.: KLEPACTIES VOOR EEN SINUSVORMIG TRAJECT MET $F = 1.5 \text{ HZ}$ EN $A = 10^\circ$ OVER ÉÉN PERIODE. HET IS DUIDELIJK DAT EEN MINIMUM WORDT BEREIKT OP DE BEREKENDE WAARDEN VOOR $P_s = 12.66 \text{ NM}$ .	- 39 -
FIGUUR 5.6.: EXERGIE OVER EEN PERIODE IN FUNCTIE VAN VERSCHILLENDE $P_s$ -WAARDEN. HET IS DUIDELIJK DAT BIJ EEN BEPAALDE FREQUENTIE, DEZE EXERGIE EEN MINIMUM BEREIKT. DEZE WAARDEN VAN $P_s$ ZIJN GELIJK AAN DE OPTIMALE WAARDEN, BEREKEND MET ZOWEL DE GLOBALE METHODE ALS NA HET TOEPASSEN VAN DE DEFINITIE. DEZE GRAFIEK WERD OPGESTELD VOOR EEN AMPLITUDE VAN $5^\circ$ .	- 40 -
FIGUUR 5.7.: BIJ CONSTANT GEHOUDEN $P_s$ -WAARDE, DE EXERGIE IN FUNCTIE VAN DE FREQUENTIE. MEN BEKOMT BIJ EEN BEPAALDE FREQUENTIE EEN MINIMUM VOOR DE VERBRUIKTE EXERGIE OVER EEN PERIODE. DIT IS BIJ DE FREQUENTIE WAARVOOR DE OPTIMALE $P_s$ -WAARDE WERD BEREKEND. DE AMPLITUDE WORDT CONSTANT GEHOUDEN OP $5^\circ$ .	- 41 -
FIGUUR 5.8.: BIJ EEN OPTIMAAL GEKOZEN $P_s$ WAARDE ( $12.66 \text{ NM}$ ) WORDT ER NIET VEEL GESCHAKELD. EEN OPWAARTSE PIEK BETEKENT HET OPENEN VAN EEN INLAATKLEP, TERWIJL VOOR EEN NEERWAARTSE PIEK EEN UITLAAT KLEP WORDT GEOPEND. DE GRAFIEK WERD OPGESTELD VOOR $F = 1.5 \text{ HZ}$ EN $A = 5^\circ$ .	- 42 -
FIGUUR 5.9.: DE $P_s$ WAARDE IS TWEEMAAL ZO GROOT ALS DE OPTIMALE WAARDE, WAARDOOR ER VEEL MEER CONTROLEACTIES NODIG ZIJN OM HET GEWENSTE TRAJECT TE VOLGEN. HIERDOOR STIJGT OOK HET VERBRUIK.	- 42 -
FIGUUR 5.10.: OVERGANGVERSCHIJNSEL BIJ HET BEGIN VAN HET EXPERIMENT. DIT WORDT NIET MEE IN REKENING GENOMEN VOOR DE BEREKENING VAN HET VERBRUIK. ( $F = 1.5 \text{ HZ}$ EN $A = 5^\circ$ )	- 44 -
FIGUUR 5.11.: EXERGIE OVER EEN PERIODE, VOOR EEN ZUIVERE SINUS MET AMPLITUDE VAN $5^\circ$ . DE MINIMA LIGGEN OP DE BEREKENDE OPTIMALE $P_s$ -WAARDEN. DEZE GRAFIEK KOMT OOK	

- OVEREEN MET DE WAARDEN GEVONDEN IN SIMULATIE (FIGUUR 5.6), ENKEL DE EXERGIE  
WAARDEN ZIJN HOGER. - 45 -
- FIGUUR 5.12.: NET ZOALS IN SIMULATIE WORDT HET MINIMUM VERBRUIK BEKOMEN BIJ EEN  
BEPAALTE FREQUENTIE VOOR EEN GEGEVEN  $P_s$ -WAARDE MET EEN CONSTANTE AMPLITUDE  
VAN  $5^\circ$ . BIJ STIJGENDE FREQUENTIE ZAL DE MINIMALE EXERGIE OOK TOENEMEN. - 45 -
- FIGUUR 5.13.: EXERGIE WAARDEN BIJ VERSCHILLENDE AMPLITUDES VOOR  $F = 1.5$  HZ - 46 -
- FIGUUR 5.14.: KLEPPENACTIE BIJ EEN OPTIMAAL INGESTELDE PS (12.66 Nm) VOOR  $F = 1.5$  HZ EN  
 $A = 5^\circ$ . - 47 -
- FIGUUR 5.15.: KLEPPENACTIE BIJ EEN TE HOOG INGESTELD PS-WAARDE (25.32 Nm) VOOR  $F = 1.5$  HZ  
EN  $A = 5^\circ$ . - 47 -
- FIGUUR 5.16.: DE LINEAIRE VERGELIJKING IS VERSCHOVEN TEN OPZICHTE VAN HET NULPUNT, DE  
GRAFIEK WERD OPGESTELD VOOR  $A = 10^\circ$ ,  $F = 1.5$  HZ EN OFFSET =  $12^\circ$ . - 48 -
- FIGUUR 5.17.: EXERGIE VOOR VERSCHILLENDE WAARDEN VAN  $P_s$ , BIJ VERSCHILLENDE AMPLITUDES  
MET EEN OFFSET VAN  $12^\circ$ . ROND DE VERTICALE AS IS HET MINIMUM GELEGEN BIJ 12 Nm,  
MAAR DOOR DE REEDS INGESTELDE DRUK WORDT HET MINIMUM NU BEREIKT BIJ EEN WAARDE  
ROND 8 Nm. - 49 -
- FIGUUR 5.18.: DE OPTIMALE  $P_s$ -WAARDE LIGT LAGER DAN DEZE BEREKEND VOOR HETZELFDE  
TRAJECT, MAAR ZONDER OFFSET. DIT IS TE WIJTEN AAN DE REEDS AANWEZIGE DRUK IN DE  
SPIEREN. ER BLIJFT ECHTER GELDEN DAT, VOOR EEN BEPAALDE FREQUENTIE, ER EEN  
OPTIMALE STIJFHEID BESTAAT WAAR DE ENERGIE MINIMAAL WORDT. - 50 -
- FIGUUR 5.19.: ZOALS IN SIMULATIE LIGT HET MINIMUM ROND EEN  $P_s$ -WAARDE VAN 8 Nm. ENKEL  
VOOR EEN AMPLITUDE VAN  $10^\circ$  WIJKT DIT MINIMUM AF. DEZE GRAFIEK WERD OPGESTELD BIJ  
EEN FREQUENTIE VAN 1.5 HZ. - 51 -
- FIGUUR 5.20.: DE EXERGIE IN FUNCTIE VAN VERSCHILLENDE  $P_s$ -WAARDEN BIJ EEN CONSTANT  
GEHOUDEN FREQUENTIE. DE MINIMA KOMEN GOED OVEREEN MET DEZE BEKOMEN IN DE  
SIMULATIE. DEZE GRAFIEK WERD OPGESTELD VOOR EEN AMPLITUDE VAN  $5^\circ$ . - 51 -
- FIGUUR 5.21.: KOPPEL IN FUNCTIE VAN DE HOEK. DOOR DE TOENEMENDE FREQUENTIE VAN HET  
TRAJECT ZULLEN DE RICHTINGSCOËFFICIËNTEN DIE DE STIJFHEID VOORSTELLEN OOK  
TOENEMEN. VOOR  $A = 8^\circ$  EN  $F = 1$  TOT 2 HZ - 53 -
- FIGUUR 5.22.: STIJFHEID IN FUNCTIE VAN DE TIJD; BEKOMEN DOOR HET TOEPASSEN VAN DE  
LINEAIRE REGRESSIE (5.8) EN DOOR HET GEBRUIK VAN DE FORMULE (5.7). - 54 -
- FIGUUR 5.23.: EXERGIEVERBRUIK VOOR EEN SIMULATIETIJD VAN 20S BIJ VERSCHILLENDE  
AMPLITUDES. DE FREQUENTIE NEEMT LINEAIR MET DE TIJD TOE VAN 1 HZ TOT 2 HZ. - 55 -
- FIGUUR 5.24.: KLEPPENSCHAKELING VOOR EEN OPTIMAAL INGESTELDE STIJFHEID BIJ EEN LINEAIR  
TOENEMENDE FREQUENTIE EN VOOR EEN AMPLITUDE VAN  $5^\circ$ . - 56 -
- FIGUUR 5.25.: KLEPPENSCHAKELING VOOR HETZELFDE TRAJECT, MAAR MET EEN STIJFHEID DIE  
ANDERHALVE MAAL GROTER IS DAN DE OPTIMALE STIJFHEID. - 56 -
- FIGUUR 5.26.: KLEPPENSCHAKELING VOOR EEN TRAJECT WAARBIJ DE FREQUENTIE LINEAIR  
TOENEEMT MET DE TIJD, MAAR WAAR DE STIJFHEID CONSTANT WORDT GEHOUDEN OP 58.84  
Nm. - 57 -

FIGUUR 5.27.: EXPERIMENTELE RESULTATEN VOOR DE EXERGIE VOOR EEN EXPERIMENT VAN 20S. DE FREQUENTIE NEEMT LINEAIR TOE VAN 1 HZ TOT 2 HZ.	- 58 -
FIGUUR 5.28.: HET GEWENSTE TRAJECT WORDT DOOR DE SLINGER GOED GEVOLGD BIJ EEN OPTIMAAL INGESTELDE STIJFHEID VOOR EEN AMPLITUDE VAN 8°	- 58 -
FIGUUR 5.29.: KLEPPENSCHAKELING BIJ EEN OPTIMAAL INGESTELDE STIJFHEID VOOR EEN TRAJECT, WAARVAN DE FREQUENTIE LINEAIR TOENEEMT TUSSEN 1 EN 2 HZ EN BIJ EEN AMPLITUDE VAN 5°.	- 59 -
FIGUUR 5.30.: KLEPPENSCHAKELING BIJ EEN CONSTANTE STIJFHEID VAN 58.84 NM/RAD VOOR EEN TRAJECT WAARVAN DE FREQUENTIE LINEAIR TOENEEMT TUSSEN 1 EN 2 HZ EN EEN AMPLITUDE VAN 5°. ER WORDT DUIDELIJK MINDER GESCHAKELD ROND 10S WAAR DE FREQUENTIE GELIJK IS AAN 1.5 HZ	- 60 -
FIGUUR 5.31.: BEREKENING VAN DE STIJFHEID VIA DE DEFINITIE VOOR DIT TRAJECT. DE NATUURLIJKE STIJFHEID VAN DE SPIEREN KAN DE GEWENSTE STIJFHEID NIET VOLGEN, OMDAT DEZE AFHANGT VAN DE LUCHTSTROMING EN DE MASSADEBIETEN.	- 61 -
FIGUUR 5.32.: GEWENST TRAJECT VOOR EEN AMPLITUDE VAN 8° EN FREQUENTIE VAN 0.8 HZ	- 62 -
FIGUUR 5.33.: KOPPEL IN FUNCTIE VAN DE HOEK VOOR EEN AMPLITUDE VAN 8° EN FREQUENTIE VAN 0.8 HZ	- 62 -
FIGUUR 5.34.: DOOR LINEAIRE REGRESSIE VINDT MEN DE VERGELIJKING (5.11) TERUG. DEZE VERGELIJKING GELDT VOOR DE GROTE SLINGERBEWEGING VAN 0.279 TOT -0.15 RADIALEN-	63
-	
FIGUUR 5.35.: TOEPASSING VAN DE LINEAIRE REGRESSIE OP DEZE DATA GEEFT VERGELIJKING. (5.12) DEZE VERGELIJKING GELDT VOOR DE KLEINE SLINGERBEWEGING VAN -0.15 TOT 0.15 RADIALEN.	- 63 -
FIGUUR 5.36.: $P_s$ -WAARDE BEREKEND UIT EEN STIJFHEID VAN 48.83 NM/RAD	- 64 -
FIGUUR 5.37.: $P_s$ -WAARDEN DIE HOREN BIJ BEREKENDE STIJFHEID VOOR $K = 105.5$ NM/RAD	- 64 -
FIGUUR 5.38.: DE STIJFHEID VARIEERT MET EEN LINEAIRE OVERGANG TUSSEN BEIDE WAARDEN BEKOMEN UIT DE LINEAIRE REGRESSIE.	- 65 -
FIGUUR 5.39.: ZUIVERE BLOKGOLF TUSSEN DE BEIDE GEWENSTE STIJFHEDEN	- 65 -
FIGUUR 5.40.: SINUSVORMIGE FUNCTIE VOOR HET OPLEGGEN VAN DE GEWENSTE STIJFHEID	- 66 -
FIGUUR 5.41.: EXERGIE VOOR EEN SIMULATIETIJD VAN 20S VOOR VERSCHILLENDE $P_s$ -WAARDEN EN $F = 0.8$ HZ. HET MINIMUM WORDT BEREIKT OP DE BEREKENDE WAARDE VOOR BEIDE AMPLITUDES	- 67 -
FIGUUR 5.42.: KLEPACTIES VOOR $K = 48.83$ NM/RAD ( $P_s = 9.5$ NM) VOOR $A = 8^\circ$ , $F = 0.8$ HZ	- 68 -
FIGUUR 5.43.: KLEPACTIES VOOR $K = 105.5$ NM/RAD ( $P_s = 26.1$ NM) VOOR $A = 8^\circ$ , $F = 0.8$ HZ	- 68 -
FIGUUR 5.44.: EXERGIE IN FUNCTIE VAN VERSCHILLENDE $P_s$ -WAARDEN OVER EEN TIJD VAN 20S BIJ EEN FREQUENTIE VAN 0.8 HZ.	- 70 -
FIGUUR 5.45.: GRAFIEK VAN HET GEWENSTE TRAJECT EN HET WERKELIJK GEVOLGDE TRAJECT VOOR $P_s = 9.5$ NM, $A = 8^\circ$ EN $F = 0.8$ HZ	- 70 -
FIGUUR 5.46.: ABSOLUTE DRUKKEN EN KLEPSCHAKELINGEN VOOR EEN CONSTANTE STIJFHEID VAN 48.83 NM/RAD, OPGESTELD VOOR EEN FREQUENTIE VAN 0.8 HZ EN AMPLITUDE VAN 8°.	- 71 -

FIGUUR 5.47.: KLEPSCHAKELINGEN VOOR EEN CONSTANTE STIJFHEID VAN 105.5 NM/RAD	- 71 -
FIGUUR 5.48.: KOPPEL IN FUNCTIE VAN DE HOEK VOOR EEN TRAJECT WAARVAN DE SNELHEID LINEAIR TOENEEMT MET DE TIJD	- 73 -
FIGUUR 5.49.: STIJFHEID IN FUNCTIE VAN DE TIJD, UITGEZET VOOR BEIDE VERGELIJKINGEN EN GELDIG VOOR EEN AMPLITUDE VAN 5° EN EEN LINEAIR TOENEMENDE FREQUENTIE TUSSEN 0.7 EN 1 HZ.	- 73 -
FIGUUR 5.50.: DE EXERGIE BEREIKT EEN MINIMUM OP DE OPTIMALE WAARDE. VOOR ANDERE WAARDEN STIJGT DE EXERGIE, BEKOMEN VOOR EEN TRAJECT MET AMPLITUDE 8° EN FREQUENTIES TUSSEN 0.7 EN 1.0 HZ.	- 74 -
FIGUUR 5.51.: HET GEVOLGDE TRAJECT VOOR EEN AMPLITUDE VAN 8° EN EEN FREQUENTIE DIE LINEAIR TOENEEMT MET DE TIJD TUSSEN 0.7 EN 1.0 HZ. DE STIJFHEID, DIE WERD GEBRUIKT IS DE OPTIMALE BEREKENDE STIJFHEID.	- 75 -
FIGUUR 5.52.: KLEPSCHAKELINGEN BIJ EEN OPTIMAAL INGESTELDE STIJFHEID (FORMULE 5.16) VOOR EEN AMPLITUDE VAN 8°	- 76 -
FIGUUR 5.53.: DE EXERGIE VOOR VERSCHILLENDE AFWIJkingEN TEN OPZICHTE VAN DE OPTIMALE BEREKENDE STIJFHEID. DEZE GRAFIEK GEEFT WEER DAT HET MINIMUM LIGT OP DE BEREKENDE WAARDE.	- 77 -
FIGUUR 5.54.: KOPPEL IN FUNCTIE VAN DE HOEK VOOR BEIDE SCHARNIEREN VOOR $f = 0.8$ HZ EN $\alpha$ $= 10^\circ$	- 79 -
FIGUUR 5.55.: STIJFHEID EN $P_s$ -WAARDEN VOOR BEIDE SCHARNIEREN. DEZE PLOTS WERDEN BEHAALD BIJ EEN FREQUENTIE VAN 0.8 HZ EN AMPLITUDE VOOR BEIDE JOINTS VAN $10^\circ$ .	- 80 -
FIGUUR 5.56.: EXERGIEVERBRUIK OVER EEN PERIODE IN FUNCTIE VAN VERSCHILLENDE WAARDEN VOOR DE STIJFHEID. DEZE GRAFIEK WERD OPGESTELD BIJ EEN FREQUENTIE VAN 1 HZ EN MINIMALE WRIJVING.	- 81 -
FIGUUR 5.57.: EXERGIE OVER EEN PERIODE VOOR VERSCHILLENDE WAARDEN VAN $P_s$ . DE AMPLITUDE IS $8^\circ$ .	- 81 -
FIGUUR 5.58.: EXERGIEVERBRUIK OVER EEN PERIODE BIJ EEN AMPLITUDE VAN $10^\circ$ ; UITGEVOERD OP DE DUBBELE SLINGER.	- 82 -
FIGUUR 5.59.: DE LINKSE PLOT TOONT HET TRAJECT VAN HET BOVENSTE SCHARNIER; TERWIJL DE RECHTSTE PLOT HET TRAJECT VAN HET ONDERSTE SCHARNIER WEERGEEFT. HET GEWENSTE TRAJECT IS VOOR BEIDEN GELIJK MET EEN AMPLITUDE VAN $8^\circ$ EN FREQUENTIE VAN 1 HZ.	- 83 -
FIGUUR 5.60.: KLEPACTIES VOOR HET BOVENSTE SCHARNIER BIJ EEN TRAJECT VAN $8^\circ$ EN 1 HZ MET OPTIMAAL INGESTELDE STIJFHEID. DE RUIS OP HET GEWENSTE DRUKNIVEAU IS AFKOMSTIG VAN DE PID-REGELAAR. DE WAARDE VOOR $P_s$ IS 10NM.	- 83 -
FIGUUR 5.61.: KLEPACTIES VAN HET ONDERSTE SCHARNIER VOOR HETZELFDE TRAJECT BIJ EEN $P_s$ - WAARDE VAN 25 NM.	- 84 -
FIGUUR 5.62.: KLEPSCHAKELINGEN VOOR HET EERSTE SCHARNIER BIJ EEN $P_s$ -WAARDE VAN 20 NM.	- 84 -

- FIGUUR 5.63.: EXERGIE OVER EEN PERIODE VOOR VERSCHILLENDE WAARDEN VAN  $p_s$ . DE AMPLITUDE VOOR HET EERSTE SCHARNIER IS  $-10^\circ$ , TERWIJL HET TWEEDE SCHARNIER EEN IDENTIEKE TEGENGESTELDE BEWEGING UITVOERT. - 85 -
- FIGUUR 5.64.: EXERGIE OVER EEN PERIODE VOOR HET ONDERSTE SCHARNIER. EEN WAARDE VAN 3 NM VOOR  $p_s$  IS DE MINIMALE WAARDE, WAARVOOR DE SPIEREN NIET VOLLEDIG DIENEN LEEGGEBLAZEN TE WORDEN EN HET TRAJECT NOG GOED WORDT GEVOLGD. - 86 -
- FIGUUR 5.65.: VERGELIJKING TUSSEN GEVOLGDE EN GEWENSTE TRAJECT VOOR HET BOVENSTE SCHARNIER. DE FREQUENTIE IS 1HZ. - 86 -
- FIGUUR 5.66.: VERGELIJKING VOOR HET ONDERSTE SCHARNIER BIJ EEN FREQUENTIE VAN 1 HZ. ZOALS DUIDELIJK ZICHTBAAR IS, VOLGT DIT SCHARNIER EEN TEGENGESTELD TRAJECT TEN OPZICHTE VAN HET BOVENSTE SCHARNIER. - 87 -



# Lijst van de gebruikte tabellen

TABEL 1.1.: DEZE TABEL VERGELIJKT DE MECHANISCHE ENERGIE EN DE TOTALE ENERGIE-EFFICIËNTIE MET HET STAPPEN VAN DE MENS EN MET ENKELE ANDERE METHODEN VAN VOORTBEWEGING. HET VALT DUIDELIJK OP DAT DE MENS WEINIG MECHANISCHE ENERGIE VERBRUIKT BIJ HET STAPPEN EN DIT GELDT OOK VOOR DE TOTALE EFFICIËNTIE. DE ROBOT DENISE DAARENTEGEN STAPT WEL ENERGETISCH VOORDELIG, MAAR DE ENERGIEBRON IS MINDER EFFICIËNT. [10]	- 6 -
TABEL 2.1.: DE COËFFICIËNTEN VAN DE VEELTERM OM DE KRACHTFUNCTIE TE BENADEREN IN FUNCTIE VAN DE CONTRACTIE [20]	- 15 -
TABEL 2.2.: DE COËFFICIËNTEN VAN DE BENADERENDE VEELTERM OM HET VOLUME VAN DE SPIER TE BEREKENEN IN FUNCTIE VAN DE CONTRACTIE [20]	- 15 -
TABEL 2.3.: ALLE PARAMETERS VAN DE EXPERIMENTELE OPSTELLING	- 16 -
TABEL 2.4.: BEPALING VAN DE MASSA'S EN DE MASSAMIDDELPUNTEN VAN DE GELEDINGEN	- 25 -
TABEL 2.5.: METING VAN DE SLINGERPERIODE VAN HET BOVENSTE DEEL VAN DE SLINGER GEDURENDE 20 SLINGERPERIODES	- 25 -
TABEL 2.6.: METING VAN DE SLINGERPERIODE VAN HET ONDERSTE DEEL VAN DE SLINGER GEDURENDE 20 SLINGERPERIODES	- 26 -
TABEL 2.7.: WAARDE VAN DE TRAGHEIDSMOMENTEN VAN BEIDE GELEDINGEN	- 26 -
TABEL 5.1.: VERGELIJKING TUSSEN EXERGIE WAARDEN EN GEBRUIKTE LUCHT BIJ EEN BEREKENING, WAARBIJ IN EEN GEVAL HET OVERGANGVERSCHIJNSEL WEL IN REKENING WORDT GEBRACHT EN BIJ HET ANDERE, DIT NIET WORDT BESCHOUWD. DEZE WAARDEN ZIJN BEKOMEN DOOR DE GEBRUIKTE EXERGIE EN LUCHTMASSA TE BESCHOUWEN OVER EEN TIJD VAN 20S.	- 44 -
TABEL 5.2.: VERGELIJKING TUSSEN EEN OFFSET VAN $12^\circ$ EN VAN $-12^\circ$ VOOR $P_s = 12.11 \text{ Nm}$ , $F = 1.5 \text{ Hz}$ EN $A = 10^\circ$	- 50 -
TABEL 5.3.: EXPERIMENTELE WAARDEN VOOR TWEE TEGENGESTELDE OFFSET HOEKEN BIJ EEN $P_s$ VAN $12.11 \text{ Nm}$ EN $A = 10$ .	- 52 -
TABEL 5.4.: VERGELIJKING TUSSEN EEN VARIËRENDE STIJFHEID EN EEN CONSTANT GEHOUDEN STIJFHEID VOOR $A = 5^\circ$ .	- 59 -
TABEL 5.5.: EXERGIE VOOR EEN SIMULATIETIJD VAN 20S VOOR $F = 0.8 \text{ Hz}$ . HET MINIMUM WORDT BEREIKT BIJ EEN CONSTANTE $P_s$ VAN $9.5 \text{ Nm}$ (TEST 4)	- 67 -
TABEL 5.6.: EXERGIE VOOR EXPERIMENT VAN 20S BIJ VERSCHILLENDE TESTEN VOOR HET OPLEGGEN VAN DE STIJFHEID BIJ EEN $F = 0.8 \text{ Hz}$ .	- 69 -
TABEL 5.7.: PARAMETERS VOOR DE AMPLITUDE EN DE TWEE GRENZEN TUSSEN DEWELKE, DE FREQUENTIE LINEAIR TOENEEMT MET DE TIJD	- 72 -
TABEL 5.8.: EXERGIE OVER 20 S VOOR DE TWEE BEKOMEN FORMULES VOOR HET OPLEGGEN VAN DE GEWENSTE STIJFHEID.	- 74 -
TABEL 5.9.: VERGELIJKING TUSSEN DE CONSTANT GEHOUDEN STIJFHEID EN DE OPTIMALE VARIËRENDE STIJFHEID.	- 75 -

TABEL 5.10.: VERGELIJING TUSSEN BEIDE FORMULES. HET IS DUIDELIJK DAT DOOR GEBRUIK VAN  
FORMULE 5.17 EEN TE HOGE STIJFHEID WORDT INGESTELD. - 76 -

TABEL 5.11.: VERGELIJING TUSSEN HET VERBRUIK VOOR EEN CONSTANT GEHOUDEN STIJFHEID EN  
DE OPTIMALE VARIËRENDE STIJFHEID. - 77 -

## Lijst met gebruikte afkortingen

$\alpha_i$	design parameter van het scharnier	[°]
$\varepsilon_i$	contractie van de spier	
$\varepsilon_i^c$	begincontractie van de spier bij een bepaalde hoek	
$\theta$	hoek	[rad]
$\dot{\theta}$	hoeksnelheid	[rad/s]
$\ddot{\theta}$	hoekversnelling	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\tilde{\theta}$	gewenste hoek	[rad]
$\dot{\tilde{\theta}}$	gewenste hoeksnelheid	[rad/s]
$\ddot{\tilde{\theta}}$	gewenste hoekversnelling	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\kappa$	isentropische coëfficiënt	
$\rho_0$	dichtheid	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau_i$	koppel voor scharnier $i$	[Nm]
$\tilde{\tau}_i$	gewenst koppel voor scharnier $i$	[Nm]
$\omega$	pulsatie	[rad/s]
$A$	amplitude	[°]
$b_i$	design parameter van het scharnier	[mm]
$C_p$	specifieke warmte capaciteit bij constante druk	[kJ/kg K]
$C_v$	specifieke warmte capaciteit bij constant volume	[kJ/kg K]
$C(\theta, \dot{\theta})$	coriolis /centrifugaal matrix	
$\hat{C}(\theta, \dot{\theta})$	geschatte waarde voor coriolis/centrifugaal matrix	
$d$	dissipatie	[J/kg]
$D_i$	design parameter voor het scharnier	[mm]
$D(\theta)$	veralgemeende massamatrix	
$\hat{D}(\theta)$	geschatte veralgemeende massamatrix	
$f$	frequentie	[Hz]
$F_t$	trekkracht	[N]

$f\left(\varepsilon, \frac{l_0}{R}\right)$	dimensieloze krachtsfunctie	
$g$	universele zwaartekrachtsconstante	[9.81 m/s <sup>2</sup> ]
$G(\theta)$	matrix van de gravitatietermen	
$\hat{G}(\theta)$	geschatte matrix van de gravitatietermen	
$I_i$	traagheidsmoment van gelid $i$	[kgm <sup>2</sup> ]
$K_I$	integrerende winstfactor voor de regelaar	
$K_P$	proportionele winstfactor voor de regelaar	
$K_D$	differentiële winstfactor voor de regelaar	
$K_i$	veerstijfheid van spier $i$	[Nm/rad]
$l_0$	rustlengte van de spier	[mm]
$l_b$	designparameter van het scharnier	[mm]
$l_{mi}$	rustlengte van de spier	[mm]
$L_{gi}$	ligging van het zwaartepunt	[m]
$M_i$	massa van link $i$	[kg]
$\dot{m}_i$	massadebiet	[kg/s]
$n$	polytrope coëfficiënt	
$p_i$	relatieve druk	[bar]
$P_{atm}$	atmosferische druk	[1.013 bar]
$\tilde{p}_i$	gewenste relatieve druk	[bar]
$\tilde{p}_s$	stijfheidsparameter van de drukregeling	[Nm]
$\Delta\tilde{p}$	controle variabele van de drukregeling	[bar]
$P_i$	absolute druk	[bar]
$P_{Li}$	absolute druk linkse spier $i$	[bar]
$P_{Ri}$	absolute druk rechtse spier $i$	[bar]
$q$	warmteoverdacht	[J/kg]
$r_i$	hefboomarm	[m]
$R$	gasconstante	[kJ/kgK]
$T_i$	temperatuur	[k]
$t$	tijd	[s]
$V_i$	volume	[m <sup>3</sup> ]
$V_{Li}$	volume linkse spier $i$	[m <sup>3</sup> ]

$V_{Ri}$	volume rechtse spier $i$	$[m^3]$
$\dot{W}$	vermogen	$[J/s]$

# 1. Inleiding

Robotica is een onderzoeksdomein dat tegenwoordig vaak in het nieuws komt en tot de verbeelding spreekt. Een robot kan het werk van mensen verlichten en, in bepaalde omstandigheden, er zeker voor zorgen dat de gevaren waaraan mensen blootgesteld worden, sterk verminderen. Daarom worden in de industrie ook robots gebruikt. Een robot betekent een zware investeringskost, maar kan continu en heel nauwkeurig blijven werken. Denken we maar aan de talrijke lasrobots in de autonijverheid. Ze zijn echter ook in staat om te werken in zones waar het te gevaarlijk is voor mensen; bijvoorbeeld de warme zone van een kerncentrale. In de medische wereld wordt ook frequenter gebruik gemaakt van de hulp van robots om de artsen te assisteren bij operaties en binnenkort ook bij het uitvoeren van bepaalde verzorgingstherapieën.

In de nabije toekomst wil men humanoïde robots inzetten die met mensen kunnen omgaan. Vooraleer een robot kan samenwerken met mensen, moet deze over een aantal eigenschappen beschikken. De robot dient een zekere autonomie en intelligentie te bezitten, maar minstens even belangrijk is het veiligheidsaspect. De veiligheid van de mensen moet gewaarborgd blijven in alle omstandigheden. Dit kan onder andere door de gewrichten van de robot soepeler te maken. Indien er zich dan een ongeluk voordoet, kan de energie gedeeltelijk opgevangen worden door de soepelheid in plaats van dat de mens de volledige schok moet absorberen. De autonomie hangt af van de manier waarop de energie gebruikt wordt. Om een zekere autonomie te kunnen bezitten, moet de robot zich energetisch voordelig kunnen voortbewegen. Dit is een belangrijke parameter, aangezien de energiebron beperkt is en ook dient voor andere functies zoals de voeding van de sensoren en de sturingsapparatuur. Een zelfstandige robot moet de energiebron ook meevoeren en het is dus noodzakelijk dat deze energie zuinig wordt gebruikt.

Het stappen bij de mens lijkt een evidentie, maar is het gevolg van enkele miljoenen jaren evolutie van ons menselijk lichaam. [1,2] Dit komt doordat een tweebenig wezen alleen energie nodig heeft om bij het begin en bij het einde van elke stap lichtjes op de grond te duwen. De rest van de beweging gebeurt onder

invloed van de zwaartekracht. De voet die op de grond staat, fungeert als een vast punt waarrond het massamiddelpunt van het lichaam een vrije slingerbeweging uitvoert. Buiten de energie nodig om de wrijvingsverliezen en de luchtweerstand te compenseren, vindt de meeste energietoevoer plaats wanneer de snelheid van het massamiddelpunt een nieuwe circulaire baan moet beschrijven. Dus bij de overgang naar een volgende stap. Naast deze slingerbeweging duwt de mens zich ook nog af, de zogenaamde “push off”. Samen met het aanpassen van de stijfheid van de spieren aan de ondergrond, draagt het bij tot een heel efficiënte energieconsumptie tijdens het stappen. [3,29,30] Dit verklaart bovendien waarom mensen met een stijve voetprothese 20 tot zelfs 30% meer metabolische inspanning moeten leveren om te kunnen stappen, en dat is dan ook duidelijk zichtbaar in hun stappatroon. [4,5,6]

Deze vorm van stappen is dus uitermate geschikt voor het laten voortbewegen van een robot op een zo energetisch voordelig mogelijke manier. Echter is het niet zo eenvoudig deze theorie om te zetten naar de huidige robots. Er bestaan dan ook twee strategieën die gebruikt worden in de bestaande robots.

### ***1.1. Passieve versus actieve stappers***

Verschillende onderzoeksgroepen zijn bezig met het maken van robots. Ze hanteren echter verschillende principes van voortbewegen. De ene strekking maakt gebruik van passieve stappers, de andere strekking past het principe van de actieve stappers toe.

Actieve stappers maken geen gebruik van de natuurlijke dynamica, ze zijn echter eveneens onderhevig aan de zwaartekracht en moeten deze dus in elke fase van de voortbeweging compenseren. Hun voortbeweging is gebonden aan een sequentie van statische evenwichtsposities, de zogenaamde “trajectory-based approach”. Het traject wordt dus opgedrongen door de motoren en heeft dus een zware energiebelasting tot gevolg. Hierdoor vermindert de autonomie van de robot. [7]

Passieve stappers maken gebruik van de zwaartekracht en de natuurlijke dynamica. Tijdens “de single support fase” wordt er rond de enkel van de voet, die contact maakt met de grond, een inverse vrije slingerbeweging uitgevoerd.

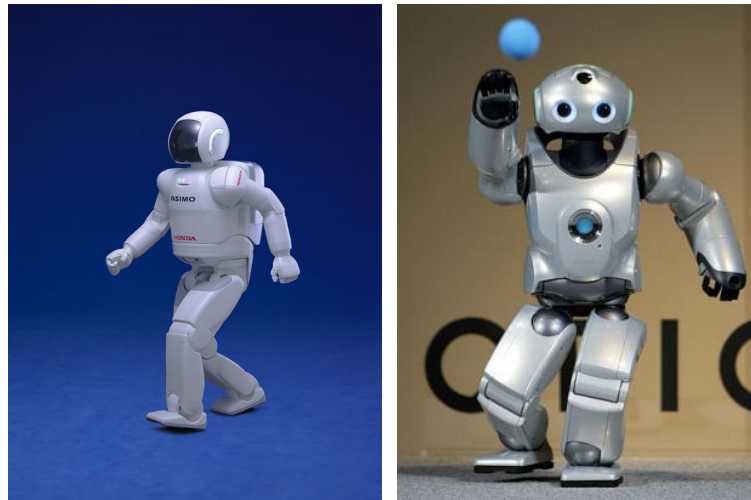
Deze vorm van voortbewegen is intrinsiek voordelig aangezien de zwaartekracht altijd aanwezig is en helpt bij het verplaatsen van het zwaartepunt van de stapper. [3] Alle niet-geactueerde robots kunnen zich enkel voortbewegen op een hellend vlak om de wrijvingsverliezen en de belangrijkere impactverliezen te kunnen compenseren. Andere robots maken gebruik van een bijkomende energiebron om deze verliezen op te heffen, zodanig dat de voortbeweging niet stilvalt. In dit geval spreekt men van semi-actieve stappers.

De mens beweegt zich dus op een heel energetisch voordelige manier voort en kan zich daarbij ook nog eens aanpassen aan verschillende ondergronden en trajecten. Dit vormt dan ook de uitdaging voor stappende robots; het zo dicht mogelijk benaderen van de voortbeweging van de mens.

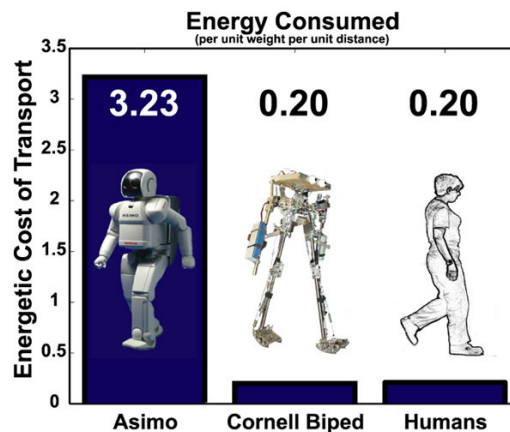
## **1.2. Enkele bestaande voorbeelden**

De meer bekende voorbeelden van actieve robots zijn de Asimo, gemaakt door Honda [8] en de Qrio van Sony. (figuur 1.1) [9] Deze hoogtechnologische robots zijn in staat om menselijke bewegingen na te bootsen. Het stappen van deze robots gebeurt met gebogen knieën, terwijl de mens stapt met een rechte knie. Deze vorm van beweging vereist veel controleacties waardoor deze robots veel energie verbruiken bij het stappen met als resultaat dat de stapnelheid dan ook niet echt hoog is. De actuatoren van deze robots zijn gewone elektromotoren. Het voordeel van elektromotoren is dat over deze actuatoren veel lectuur en kennis beschikbaar is. Ze beschikken echter over geleidingen, waarvan de stijfheid niet aanpasbaar is en hierdoor kunnen ze geen gebruik maken van energierecuperatie. Dit komt door het gebruik van tandwielenkasten met grote overbrengingsverhouding, waardoor het gewricht stijf wordt. Asimo verbruikt zelfs tienmaal meer energie dan de mens om te kunnen voortbewegen (figuur 1.2). [10]





**Figuur 1.1.:** Links een foto van robot “Asimo” van Honda en de rechtse foto toont de robot “Qrio” van Sony.

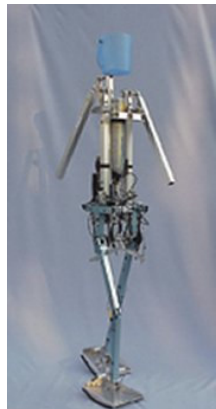


**Figuur 1.2.:** De energieconsumptie van stappende robots in vergelijking met de mens. De energieconsumptie wordt weergegeven per eenheidsgewicht en eenheidsafstand. “Asimo” verbruikt meer dan tienmaal meer energie dan de stappende mens.

Andere onderzoekers maken gebruik van passieve stappers. De eerste stabiel passief stappende robot is deze van McGeer. [11] Deze robot maakt volledig gebruik van de zwaartekracht, maar heeft wel een hellend vlak nodig om te blijven voortbewegen. Dit omdat de verliezen niet bijgepast worden doordat er geen bijkomende energie wordt toegevoegd. Een ander nadeel van deze uitsluitend passieve stapper is dat de stapfrequentie volledig bepaald wordt door de constructie van de robot. Deze bepaalt immers de modelparameters zoals massa’s, traagheidsmomenten en de ligging van de zwaartepunten, die op hun beurt de natuurlijke dynamica van de robot volledig vastleggen. De soepelheid

van de scharnieren is bijgevolg ook niet aanpasbaar. Het stappatroon zal hierdoor altijd hetzelfde blijven en dit geeft dan ook problemen bij overgangsverschijnselen zoals stoppen en beginnen met stappen.

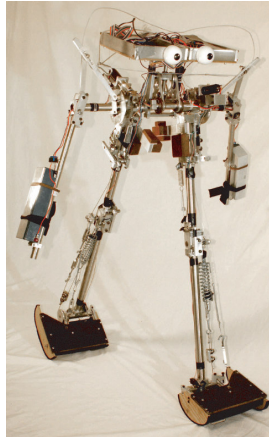
De semi-actieve of passief-dynamische robots gebruiken het concept van passieve stappers en dus het voordelige gebruik van de zwaartekracht, maar voegen ook een actuator toe om al de verliezen te overwinnen, zodanig dat de robot kan blijven stappen, ook op een vlakke ondergrond. Dit werd aangetoond door de robot Denise (figuur 1.3) van het Bio-Robotics Lab van TU Delft. [12] Deze robot gebruikt McKibben spieren [31] en een patroon koolzuurgas als voedingsbron. De driedimensionale stabiliteit wordt verzekerd door het enkelscharnier. Het voortbewegen gebeurt energetisch voordelig, maar het is nog niet mogelijk om de stijfheden van de scharnieren online aan te passen. (tabel 1.1) Een ander nadeel is de gebruikte voedingsbron. Het werken met hoge drukken is niet energetisch voordelig; het vergt namelijk veel energie om een gas te comprimeren.



**Figuur 1.3.:** De passief-dynamisch stappende robot Denise, ontwikkeld in het Bio-Robotics lab van TU Delft. De armen van deze robot waren in eerste instantie voorzien om de robot stabiel te houden, maar zijn uiteindelijk niet nodig gebleken.

De Cornell robot, ontwikkeld op de Cornell Universiteit (figuur 1.4) [10] maakt gebruik van deze concepten, maar is ook ontwikkeld met het oog op energiezuinig verbruik. Deze volledige autonome robot van 12.7 kg stapt aan een snelheid van 0.44 m/s. Tijdens de slingerbeweging wordt energie van een klein DC-motortje opgeslagen in een veer. Deze energie komt dan opnieuw vrij bij het opliften, “push off”, van de voet. Hierdoor stapt deze robot op een mensachtige manier.

Het energieverbruik is dan ook heel laag ten opzichte van bijvoorbeeld de Asimo. (tabel 1.1) Door gebruik te maken van elektromotoren die een hoge efficiëntie halen, is men erin geslaagd om ook het energieverbruik laag te houden. Dit is wel een voordeel ten opzichte van pneumatische spieren, die nood hebben aan een gecompriemd gas.



**Figuur 1.4.:** Cornell robot. Op beide armen zijn de batterijen bevestigd, die de elektromotoren aansturen. In het onderste gelid van het been is de veer, die de energie opslaat wanneer het been een slingerbeweging uitvoert, ook duidelijk zichtbaar,. Deze wordt bij de “push off” van de voet vrijgegeven. Dit gebeurt op het moment dat het zwaartepunt overgaat van de ene circulaire baan naar de volgende.

ESTIMATED SPECIFIC COST OF TRANSPORT,  $c_{et}$ , AND MECHANICAL ENERGY EFFICIENCY,  $c_{mt}$ , OF SEVERAL LOCOMOTIVE DEVICES\*.

		$c_{et}$	$c_{mt}$
Walking	Honda's Asimo <sup>α</sup>	3.2	1.6
	Robots: T.U. Delft's Denise <sup>β</sup>	5.3	0.08
	MIT's Spring Flamingo <sup>γ</sup>	2.8	0.07
	Our Robot	0.20	0.055
	McGeer's Dynamite <sup>δ</sup>	-	0.04
Humans <sup>ε</sup> : Walking <sup>ζ</sup>	0.2	0.05	
Flying	Modern Helicopter <sup>η</sup>	1.6	0.4
	Machines: Wright Flyer <sup>θ</sup>	0.72	0.18
	Boeing 747 <sup>ι</sup>	0.12	0.05
	Modern Glider <sup>κ</sup>	-	0.02
Other <sup>λ</sup> :	Efficient Auto	0.06	0.015
	Cyclist	0.04	0.01
	Freight Train	0.012	0.003
	Freighter	0.004	0.001

\* Values represent best performance at a constant speed and average weight. <sup>α</sup> Asimo  $c_{et}$  from publicly available data (38.4V 10 amp-hour battery used in 30 minutes, weight of 510 N, walking speed of 1.6 km/hr),  $c_{mt}$  assumes 50% drive train efficiency. <sup>β</sup> Denise values from [1]. <sup>γ</sup> 2-D, not autonomous. Spring Flamingo values from [15]. <sup>δ</sup> Dynamite values from [2]. <sup>ε</sup> Measured by net VO<sub>2</sub> (see [16], [17]). <sup>ζ</sup> Human values from [9]. <sup>η</sup> Helicopter values based on: 1500 kg, 110 gal. jet fuel, 600 km trip. <sup>θ</sup> See [18]. <sup>ι</sup> Boeing 747 values based on: 350,000 kg, 5 gal. jet fuel per mile. <sup>κ</sup> Glider values based on a glide ratio (distance traveled per distance fallen) of 50. <sup>λ</sup> Other values from [14].

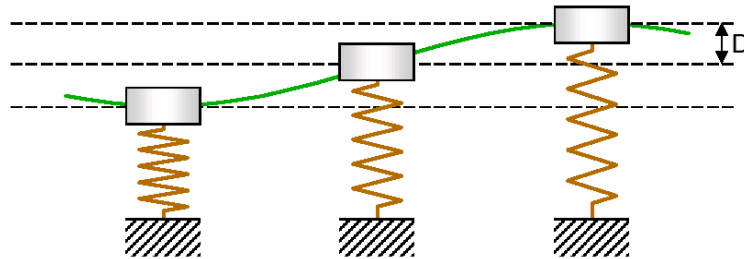
**Tabel 1.1.:** Deze tabel vergelijkt de mechanische energie en de totale energie-efficiëntie met het stappen van de mens en met enkele andere methoden van voortbeweging. Het valt duidelijk op dat de mens weinig mechanische energie verbruikt bij het stappen en dit geldt ook voor de totale efficiëntie. De robot

Denise daarentegen stapt wel energetisch voordelig, maar de energiebron is minder efficiënt. [10]

### 1.3. Aanpasbare stijfheid

Aan de hand van deze voorbeelden komt duidelijk naar voren dat het interessant is om de natuurlijke frequentie uit te buiten. Hierdoor daalt de energieconsumptie sterk. Wat tot op heden echter nog niet van toepassing is, is deze stijfheid aanpassen aan het traject. Door het aanpassen van de stijfheid kan men de natuurlijke frequentie veranderen.

Men vindt hetzelfde principe fysisch terug bij het ophangen van een massa aan een veer met een bepaalde stijfheid. (figuur 1.5) Indien de massa uit zijn evenwichtspositie wordt gebracht, zal deze massa een trilling ondergaan bij een bepaalde frequentie volgens de formule (1.1).



**Figuur 1.5.:** Deze figuur toont de natuurlijke trilling, die een massa-veer systeem uitvoert bij bepaalde waarden van de massa en de veerstijfheid. Het aanpassen van een van deze twee parameters, massa of veerstijfheid, zal de eigenfrequentie veranderen.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.1)$$

Het veranderen van de stijfheid heeft tot gevolg dat de eigenfrequentie mee zal veranderen. Dit concept kan men ook toepassen op het uitbuiten van de natuurlijke frequentie, die voorkomt bij het stappen. Deze frequentie is afhankelijk van het gevolgde stappatroon en de ondergrond. Daarom is het ook noodzakelijk dat de stijfheden kunnen aangepast worden in functie hiervan;

zodanig dat de natuurlijke stijfheden van de scharnieren overeenkomen met de gewenste stijfheid, die behoort bij een bepaald traject.

Dit toont duidelijk aan dat het interessant is om de vrije slingerbeweging, die bij het stappen voorkomt, uit te buiten. Er is echter wel nood aan onderzoek om de stijfheid zo goed mogelijk in te stellen of te controleren.

#### **1.4. De geplooidde artificiële pneumatische spier (GPAS)**

De geplooidde artificiële pneumatische spier werd ontwikkeld door de onderzoeksgroep “Robotica en Multibody mechanica ” van de Vrije Universiteit Brussel [13] (figuur 1.6).

Deze spier maakt gebruik van perslucht als voedingsbron. Door het injecteren van perslucht zal de GPAS zich ontvouwen en opbollen en hierdoor samentrekken. Deze samentrekking kan dan nuttig gebruikt worden voor het leveren van trekkrachten, zoals aangegeven door de volgende formule. [13]

$$F_t = pl_0^2 f\left(\varepsilon, \frac{l_0}{R}\right) \quad (1.2)$$



**Figuur 1.6.:** De geplooidde pneumatische artificiële spier

Het voordeel van deze spier is dat ze ontvouwd wordt in axiale richting en dit in tegenstelling tot de McKibben spier. [31] Deze maakt gebruik van de elasticiteit van een membraam. Hierdoor heeft deze laatste spier last van hysteresis effecten

en wrijving. Als bijkomend nadeel heeft de McKibben spier een drempeldruk, die overschreden moet worden vooraleer de spier kan beginnen samentrekken.

Een ander voordeel van een GPAS is, dat deze spier gebruik maakt van lucht. Lucht is een samendrukbare stof en samen met de niet-lineaire krachtskarakteristiek bezit deze spier een inherente soepelheid. Deze soepelheid heeft als gevolg dat de robot over een natuurlijke veiligheid beschikt ten opzichte van robots, die gebruik maken van elektromotoren en dus starre gewrichten bezitten. De soepelheid houdt echter een onzekerheid in op de positie. Er dient dan ook een compromis gevonden te worden in het volgen van het juiste traject en het instellen van de juiste soepelheid. Echter door de soepelheid van een spier aan te passen, kan men de natuurlijke frequentie aanpassen. Dit concept wordt gebruikt om het stappen zo energetisch voordelig mogelijk te laten gebeuren.

Een laatste voordeel van deze spieren is dat ze, voor weinig gewicht, een grote kracht kunnen ontwikkelen bij relatief lage drukken. Voor autonome robots speelt gewicht natuurlijk ook een belangrijke rol om zo weinig mogelijk te verbruiken.

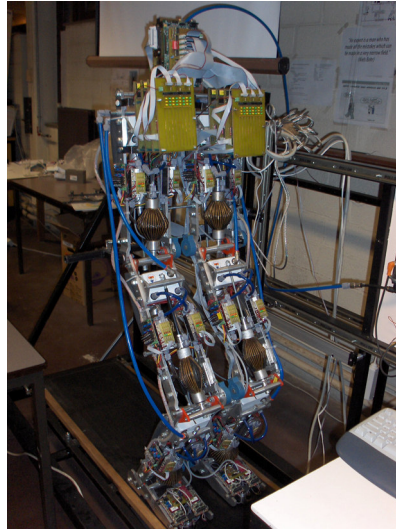
Een nadeel van de GPAS is dat ze tot op heden handgemaakt zijn en dat dit heel arbeidsintensief is. Door de individuele fabricage verschilt de spierkarakteristiek tussen elke spier en zijn de gebruikte modellen niet altijd even correct. Ook de levensduur is een aandachtspunt en dient verder onderzocht te worden.

### **1.5. Lucy**

De robot Lucy [14] (figuur 1.7) werd gebouwd, gebruikmakend van de concepten van de semi-actieve stappers en de GPAS. Deze tweebenige robot bezit 6 vrijheidsgraden en 12 spieren. De robot kan enkel lopen in het sagitale vlak, hierdoor is er zijdelingse ondersteuning nodig.

Het uiteindelijke doel is om een lichtgewicht robot te bouwen, waarbij optimaal gebruik wordt gemaakt van de voordelen van zijn pneumatische spieren. Dit wil dus zeggen dat de soepelheid per gewricht zodanig wordt ingesteld en aangepast aan het te volgen traject, dat het energieverbruik zo laag mogelijk wordt gehouden. Dus zo goed mogelijk gebruik maken van de natuurlijke dynamica om

zo weinig mogelijk controleacties te moeten uitvoeren. Met deze methode verzekert men de robot van een zekere autonomie. Een ander voordeel is dat de geleidingen soepel zijn en dus energie kunnen absorberen bij ongelukken. Het maakt dit concept dan ook geschikt voor het bouwen van een humanoïde robot in de toekomst.

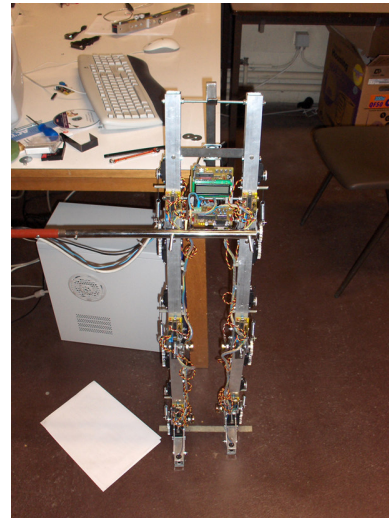
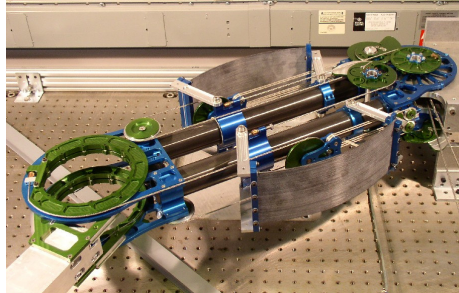


**Figuur 1.7.:** De robot Lucy aangedreven met de GPAS

### **1.6. *Veronica en de Amasc***

Het is echter ook mogelijk soepele actuators te produceren, die elektromotoren gebruiken als aandrijving. Deze motoren worden dan gecombineerd met een veerelement. De eerste van dit type actuator werd ontwikkeld aan het MIT, de “Series elastic actuator”. [15] Deze actuator wordt toegepast op de robot “Spring Flamengo” . [16] Het is echter onmogelijk om de stijfheid van de veer online aan te passen en hierdoor beschikt deze robot over slechts één eigenfrequentie. [15]

De Amasc (actuator with mechanically adjustable series compliance) (figuur 1.8) [17] gebruikt ook elektromotoren, maar is in staat om in realtime deze veerstijfheid aan te passen. Deze aanpasbaarheid wordt bekomen door het gebruik van een veer in glasvezel in samenwerking met twee elektromotoren. De ene motor staat in voor het aanpassen van de veerstijfheid, terwijl de andere motor de evenwichtspositie controleert. Het is echter een ingewikkeld en zwaar concept met veel onderdelen en hierdoor gevoelig voor slijtage.



**Figuur 1.8.:** De AMASC als actuator; de twee grote veren zijn duidelijk zichtbaar evenals het ingewikkelde en complexe design van deze actuator. De andere foto is de robot Veronica, die gebruik maakt van de MACCEPA actuator.

Veronica [18] is de nieuwste robot, ontwikkeld door de onderzoeksgroep “Robotica en Multibody mechanica”. Deze robot heeft als actuator een combinatie van twee elektromotoren in samenwerking met een veer. Deze actuator, de MACCEPA [19] (Mechanically Adjustable Compliance and Controllable Equilibrium Position Acuator), is echter veel eenvoudiger in uitvoering, bestaat uit veel minder onderdelen en neemt niet veel plaats in. Deze werkwijze zou dan ook in de toekomst een geschikt alternatief kunnen vormen voor de GPAS. Door toepassing van de veer beschikt ook deze actuator over soepelheid.

### **1.7. Doel van de thesis**

Het aanpassen van de stijfheid is een nog onontgonnen gebied. Dergelijke aanpassing biedt duidelijk voordelen ten opzichte van het energieverbruik. Het onmiddellijk toepassen ervan op de robot Lucy is echter een onnodig moeilijke opdracht. Daarom werd er vorig jaar een thesis uitgeschreven om een enkelvoudige slinger te bouwen en de theorie uit te testen. Deze praktische opstelling gebruikt dezelfde onderdelen als deze, waaruit de robot Lucy is opgebouwd. Hierdoor kunnen de resultaten later toegepast worden op de volledige robot.



Dit jaar is het de bedoeling om de concepten ook uit te testen op complexere trajecten en de slinger uit te breiden naar een dubbele slinger. Zodanig dat op één been van Lucy de concepten kunnen uitgetest worden om dan later geïmplementeerd te worden in de werking van de robot Lucy.

### **1.8. Opbouw van de thesis**

De structuur van de thesis ziet er als volgt uit.

In hoofdstuk twee wordt de opstelling van de fysische slinger besproken. Dit hoofdstuk handelt zowel over het model van de spieren, de antagonistische opstelling, als alle nodige componenten van de slinger. Verder worden er ook de belangrijkste parameters bepaald die nodig zijn voor de controller.

Hoofdstuk drie handelt over de gebruikte controller, die ervoor zal zorgen dat het gewenste traject zo energetisch voordelig mogelijk wordt afgelegd. De controlestrategie bestaat uit drie grote delen; namelijk een modelgebaseerd deel dat gebruik maakt van de parameters bepaald in hoofdstuk twee, een feedforward drukregeling en, als laatste, de bang-bang controller, die de klepacties zal sturen .

In hoofdstuk vier komt de simulator aan bod. Deze maakt gebruik van een 4<sup>de</sup> orde Runge/Kutta methode voor het oplossen van de 1<sup>ste</sup> orde differentiaalvergelijkingen. In deze simulator zit een model van de pneumatische spieren, een model van de kleppen, de controller en de thermodynamische stromingsvergelijkingen, die zullen bepalen welke drukken er gebruikt zullen worden voor het genereren van het uiteindelijke koppel.

Deze simulator werd geschreven voor de robot 'Lucy' en vorig jaar aangepast voor het simuleren van een enkelvoudige slinger. In de thesis werd deze uitgebreid met een bijkomende vrijheidsgraad, zodanig dat de experimenten eerst konden gesimuleerd worden alvorens experimenteel te worden uitgetest.

De resultaten van zowel de simulaties als de fysische experimenten komen aan bod in hoofdstuk vijf. De experimenten werden uitgevoerd voor verschillende trajecten voor, zowel de enkelvoudige slinger, als voor de samengestelde slinger. Het effect van de stijfheid op het energieverbruik werd voornamelijk uitgetest. Er

werd getracht dit verbruik zo minimaal mogelijk te maken door het juist in te stellen van de stijfheid van de gewrichten.

In het laatste hoofdstuk worden de conclusies vermeld die gevonden zijn bij het uitvoeren van de verschillende testen. Tevens worden er ook toekomstperspectieven aangehaald voor het verder zetten van het onderzoek naar het aanpassen van de stijfheid voor een bepaald gewenst traject.

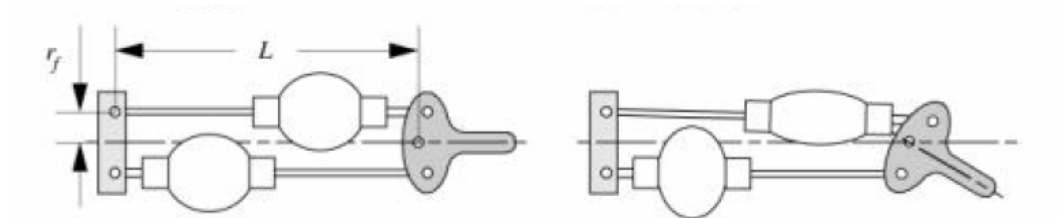
## 2. Opstelling

Om de voorgestelde controlestrategie te kunnen uittesten werd er ook een experimentele opstelling gebouwd. Het frame is afkomstig van de ontwerpen van de robot 'Lucy'. Deze zijn zo opgebouwd dat het modulaire stukken zijn met als gevolg dat het uitbreiden en aanpassen ervan weinig moeite kost.

In dit hoofdstuk worden de kinematica en de verschillende onderdelen besproken waaruit de fysische slinger bestaat.

### 2.1. De antagonistische opstelling

De proefopstelling bestaat uit twee antagonistisch geplaatste pneumatische spieren. Deze zijn via een hefboomarm verbonden met de geleidingen, zodanig dat door het samentrekken van de ene spier en het uitzetten van de andere spier in het scharnier een koppel kan geleverd worden. De grootte en de richting van dit koppel is afhankelijk van het drukverschil in de spieren. De stijfheid kan onafhankelijk van het koppel bepaald worden door de gemiddelde druk in beide spieren te veranderen. (figuur 2.1)



**Figuur 2.1.:** Voorstelling van de antagonistische opstelling van de spieren. Door het drukverschil kan via de hefboomarmen een koppel uitgeoefend worden in het scharnier. De gemiddelde druk zal de stijfheid van het scharnier bepalen.

De karakteristieken van deze pneumatische spieren (figuur 2.2) werden uitvoerig getest in de werken van Daerden en Verrelst [13,20]. Voor het gebruikte en vereenvoudigde model in de controller zijn echter de contracties van de spieren belangrijk. Deze contracties zijn afhankelijk van de hoek en bepalen de ontwikkelde kracht en het volume van een spier. Dit is van belang aangezien er

een sterk niet-lineair verband bestaat tussen de contractie en de ontwikkelde kracht. In het modelgebaseerde deel van de controller wordt gebruik gemaakt van een benaderende 4<sup>de</sup> orde veelterm voor de dimensieloze krachtfunctie en van een 5<sup>de</sup> orde veelterm voor de berekening van het volume. De respectievelijke constanten worden weergegeven in tabellen 2.1 en 2.2.

$$F_t(\varepsilon) = pl_0^2 f(\varepsilon) = pl_0^2 (f_4 \varepsilon^3 + f_3 \varepsilon^2 + f_2 \varepsilon + f_1 + f_0 \varepsilon^{-1}) \quad (2.1)$$

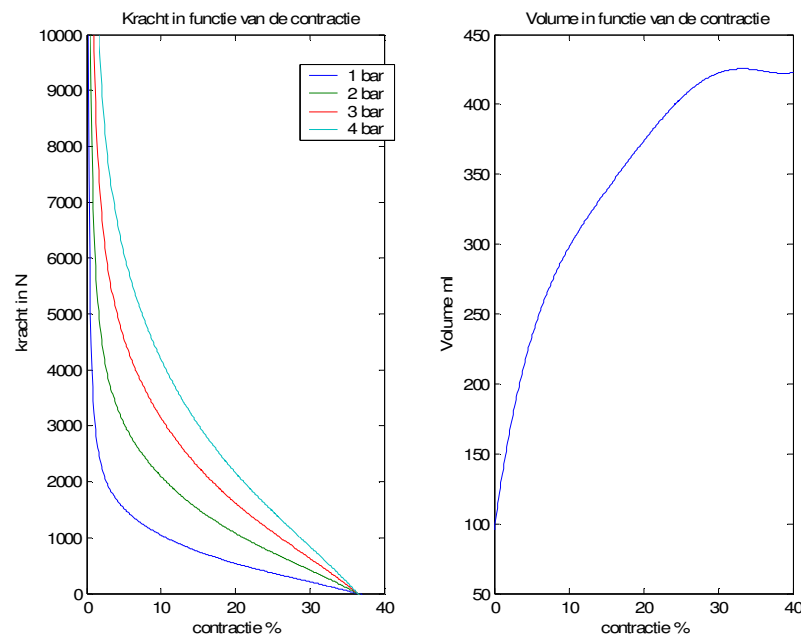
$$V(\varepsilon) = l_0^3 v(\varepsilon) = l_0^3 (v_5 \varepsilon^5 + v_4 \varepsilon^4 + v_3 \varepsilon^3 + v_2 \varepsilon^2 + v_1 \varepsilon + v_0) \quad (2.2)$$

$f_0$	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$
146099	128611.6	-7178.93	171.623	-2.0413

**Tabel 2.1.:** De coëfficiënten van de veelterm om de krachtfunctie te benaderen in functie van de contractie [20]

$v_0$	$v_1$	$v_2$	$v_3$	$v_4$	$v_5$
71728	30080	-2386.3	113.82	-2.6296	0.02254

**Tabel 2.2.:** De coëfficiënten van de benaderende veelterm om het volume van de spier te berekenen in functie van de contractie [20]

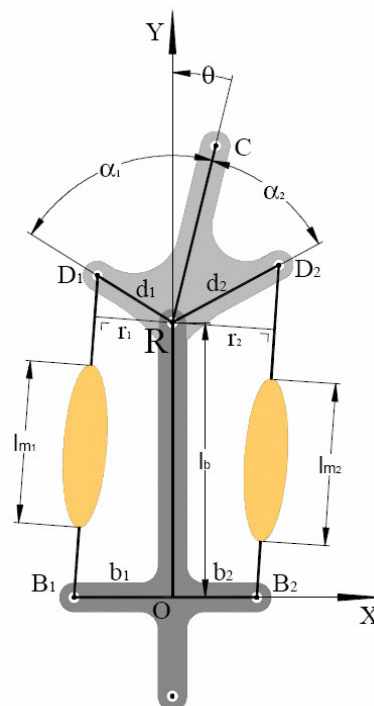


**Figuur 2.2.:** Het niet-lineaire karakter van de kracht en het volume in functie van de contractie bij een GPAS en dit voor verschillende relatieve druken

Het niet-lineaire karakter is duidelijk zichtbaar en draagt bij tot de natuurlijke soepelheid van de spieren. Zoals blijkt uit de karakteristiek worden er hoge krachten gegenereerd bij heel kleine contracties met als resultaat de introductie van een grote spanning in de kevlarvezels waardoor de levensduur van de spier beperkt wordt. Bij grote contracties zijn de geproduceerde krachten en bijhorende koppels te laag voor praktisch nut. Omwille van deze spiereigenschappen ligt het beste werkingsgebied tussen de 5% en 35% contractie. Op basis van deze spiereisen, vooraf vastgelegde afstanden, noodzakelijk te bereiken koppels en slingerhoek werden dan de verschillende parameters (tabel 2.3) bepaald van de hefboomarm, de begincontractie  $\varepsilon$  en de hoek  $\alpha$ . [21,22]

$\alpha_i$	$60^\circ$
$D_i$	30 mm
$\varepsilon$	19 %
$l_b$	350 mm
$b_i$	40 mm
$l_{mi}$	110 mm

**Tabel 2.3.:** Alle parameters van de experimentele opstelling



**Figuur 2.3.:** De configuratie van de antagonistische opstelling van de spieren

Met de kennis van al deze parameters kunnen dan via eenvoudige geometrische betrekkingen de contracties in functie van de hoek  $\theta$  bepaald worden. (figuur 2.3)

$$\begin{aligned}\overline{B_1D_1} &= [b_1 - d_1 \sin(\alpha_1 - \theta), l_b + d_1 \cos(\alpha_1 - \theta)] \\ \overline{B_2D_2} &= [d_2 \sin(\alpha_2 + \theta) - b_2, l_b + d_2 \cos(\alpha_2 + \theta)] \\ \overline{RD_1} &= [-d_1 \sin(\alpha_1 - \theta), d_1 \cos(\alpha_1 - \theta)] \\ \overline{RD_2} &= [d_2 \sin(\alpha_2 + \theta), d_2 \cos(\alpha_2 + \theta)]\end{aligned}\quad (2.3)$$

$$\varepsilon_i(\theta) = 1 - \frac{l_{mi}}{l_{oi}} = \varepsilon_i^c + \frac{l_{mi}^c - l_{mi}}{l_{oi}} = \varepsilon_i^c + \frac{|\overline{B_iD_i}^c| + |\overline{B_iD_i}|}{l_{oi}}\quad (2.4)$$

Met  $\varepsilon_i^c$  als centrale positie. Deze is voor de slinger  $\theta = 0$ . Dit is de rustpositie van de slinger. Hierdoor kan er symmetrisch gewerkt worden rond de verticale stand.

Het koppel wordt dan gegeven door de volgende betrekking; met  $p$  als de relatieve druk.

$$\begin{aligned}T(\theta) &= T_1(\theta) - T_2(\theta) = F_{r1}(\theta)r_1(\theta) - F_{r2}(\theta)r_2(\theta) \\ &= p_1 l_{o1}^2 f_1(\theta)r_1(\theta) - p_2 l_{o2}^2 f_2(\theta)r_2(\theta) \\ &= p_1 t_1(\theta) - p_2 t_2(\theta)\end{aligned}\quad (2.5)$$

De hefboomarm in functie van de hoek  $\theta$  kan ook berekend worden uitgaande van de bovenstaande geometrische betrekkingen.

$$r_i(\theta) = \frac{|\overline{B_iD_i} \times \overline{RD_i}|}{|\overline{B_iD_i}|}\quad (2.6)$$

## 2.2. Soepelheid

De soepelheid in de spieren is afkomstig van zowel de samendrukbaarheid van de lucht, als door het niet-lineaire verband tussen kracht en contractie van de spier. (figuur 2.2) De stijfheid kan bepaald worden als de afgeleide van het koppel naar de hoek. De stijfheid is de inverse van de soepelheid.

$$\begin{aligned}K &= -\frac{dT}{d\theta} = \frac{dT_2 - dT_1}{d\theta} \\ &= \frac{dp_2}{d\theta} t_2 + p_2 \frac{dt_2}{d\theta} - \frac{dp_1}{d\theta} t_1 - p_1 \frac{dt_1}{d\theta}\end{aligned}\quad (2.7)$$

De afgeleide van de druk naar de hoek kan berekend worden voor een gesloten spier aan de hand van een volumeverandering in de veronderstelling van een polytrope compressie of expansie.

$$\begin{aligned}
 P_i V_i^n &= P_{i0} V_{i0}^n \\
 P_i &= P_{atm} + p_i \\
 \frac{dp_i}{d\theta} &= -n(P_{atm} + p_i) \frac{V_{i0}^n}{V_i^{n+1}} \frac{dV_i}{d\theta}
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

Hierbij is  $P_i$  de absolute druk van spier  $i$  en  $P_{i0}$  is de initiële absolute druk;  $V_i$  en  $V_{i0}$  zijn respectievelijk het volume en het initiële volume van de afgesloten spier  $i$ .  $n$  is de polytrope coëfficiënt en  $P_{atm}$  is de atmosferische druk. De polytrope coëfficiënt beschrijft de afwijking van een isentrope compressie of expansie. Indien er geen dissipatie ( $d=0$ ) is en het proces adiabatisch ( $q=0$ ) wordt uitgevoerd, wordt de polytrope coëfficiënt gelijk aan de isentrope coëfficiënt. De isentrope coëfficiënt voor droge lucht is 1.4. [28]

$$\begin{aligned}
 n &= \kappa + \frac{\rho}{C_v T} \frac{\partial d + \partial q}{\partial \rho} \\
 n &= \kappa = \frac{C_p}{C_v}
 \end{aligned} \tag{2.9}$$

De afgeleide van het volume en het koppel hebben een verschillend teken in functie van de hoek. Wanneer de contractie daalt, zal de opgewekte kracht stijgen, maar het volume in de spier zal dalen. Door het combineren van de volgende vergelijkingen, verkrijgt men dan de volgende formules voor de stijfheid van de spieren. (figuur 2.2)

$$K = k_1(\theta) p_{1_0} + k_2(\theta) p_{2_0} + k_{atm}(\theta) P_{atm} \tag{2.10}$$

$$\begin{aligned}
 k_1(\theta) &= t_1(\theta) n \frac{V_{1_0}^n}{V_1^{n+1}} \frac{dV_1}{d\theta} - \frac{V_{1_0}^n}{V_1^n} \frac{dt_1}{d\theta} > 0 \\
 k_2(\theta) &= -t_2(\theta) n \frac{V_{2_0}^n}{V_2^{n+1}} \frac{dV_2}{d\theta} + \frac{V_{2_0}^n}{V_2^n} \frac{dt_2}{d\theta} > 0
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

$$k_{atm}(\theta) = k_1(\theta) + k_2(\theta) + \frac{dt_1}{d\theta} - \frac{dt_2}{d\theta}$$

Omwille van stabiliteitsredenen moet de stijfheid positief zijn. Wegens de antagonistische opstelling van de spieren is er dan ook een tegengesteld karakter

voor de verandering van de volumes en krachten in functie van de hoek. Hierdoor zal de totale stijfheid van het scharnier positief zijn.

Uit deze formule (2.10) blijkt duidelijk dat de stijfheid van de antagonistische opstelling aangepast kan worden door de som van de relatieve drukken van beide spieren. Volgens formule (2.5) wordt het koppel echter opgewekt door een verschil van de relatieve drukken. Hieruit blijkt dat de stijfheid onafhankelijk van het koppel kan worden ingesteld. Dit geeft de mogelijkheid de natuurlijke frequentie aan te passen. Immers indien de spieren gesloten zijn, beschikt men over een passieve niet-lineaire veer met aanpasbare stijfheid.

$$\begin{aligned}\tau &= p_1 t_1(\theta) - p_2 t_2(\theta) \\ K &= k_1(\theta) p_1 + k_2(\theta) p_2 + k_{atm}(\theta) p_{atm}\end{aligned}\tag{2.12}$$

Het koppel en stijfheid vormen een stelsel van twee vergelijkingen met twee onbekenden. Dit is oplosbaar naar de relatieve drukken in functie van de hoek. Dus bij een bepaald gegeven koppel kan men een bepaalde stijfheid instellen zodanig dat het energieverbruik minimaal wordt.

### **2.3. Slinger**

De fysieke slinger bestaat uit een aantal componenten, die noodzakelijk zijn om de experimenten te kunnen uitvoeren. Elk van deze onderdelen zal in de volgende paragraaf in detail besproken worden.

#### **2.3.1. De computer**

De controle van de slinger en de verwerking van de resultaten wordt verzorgd door een computer. Om de verbinding tussen de pc en de slinger te kunnen realiseren, wordt er gebruik gemaakt van twee digitaal analoog kaarten. Deze twee kaarten zijn: de NI PCI 6602 timing/counter kaart met 8 up/down 32-bit counter/timers en de multifunctionele NI PCI 6220 kaart met 16 analoge ingangen en 24 digitale in- of uitgangen. Alle sensoren en kleppen zijn verbonden met deze kaarten en kunnen zo de slinger aansturen. Beide kaarten zijn nodig om over voldoende communicatiekanalen te beschikken, zodat alle data naar de computer kan doorgestuurd worden. Doordat de sampletijd voldoende hoog moet liggen, 2

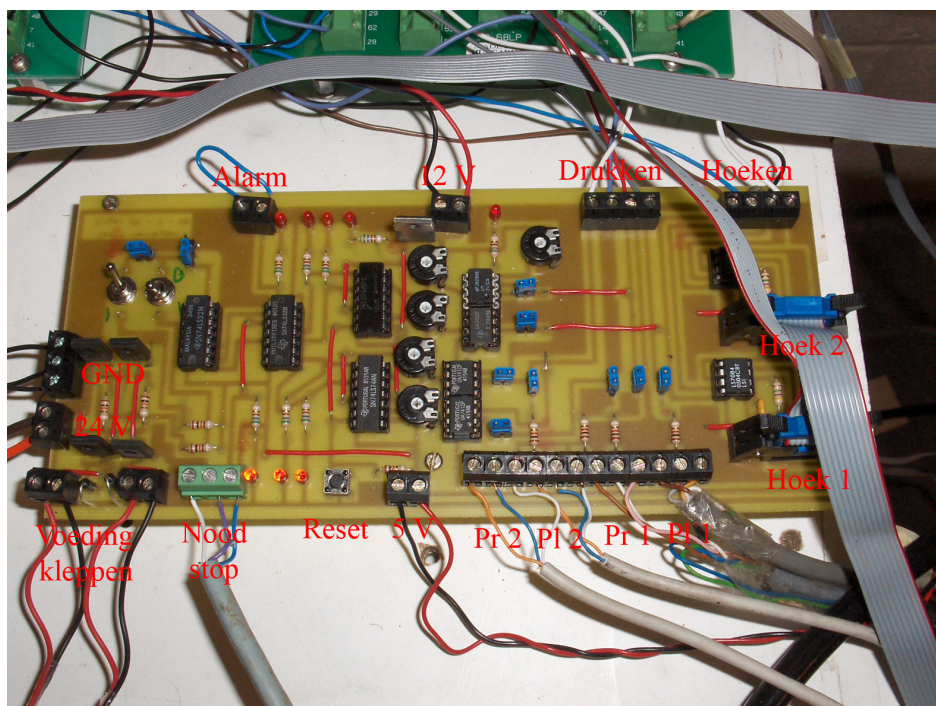


ms, dient de communicatie tussen de kaart en de software voldoende vlot te verlopen. Daarom werd de software geschreven in Visual Studio C++ 6.0. Via de NIDAQmx-drivers stuurt de software beide digitaal analoge kaarten aan. Tijdens het uitvoeren van een experiment wordt de data opgeslagen in C++ en na de test verzonden naar het programma Matlab om daar verder verwerkt te worden.

De NI PCI 6220 beschikt slechts over één digitaal analoge convertor voor alle analoge ingangen en één multiplexer, hierdoor kan er tussen de signalen onderling ruis ontstaan. Dit kan vermeden worden door de weerstanden goed te kiezen.

### 2.3.2. Verbindings- en veiligheidsbordje

Dit PCB-bordje (figuur 2.4) verzorgt de connectie tussen de computer en de slinger. Enerzijds komen de verschillende voedingen op het bordje toe en worden daarna verdeeld over de onderdelen en anderzijds staan de verschillende sensoren via dit bordje in contact met de PC.



**Figuur 2.4.:** Foto van het verbindings- en veiligheidsbordje met aanduiding van de verschillende componenten.

De tweede functie van dit bordje is zorgen voor de veiligheid van zowel de operator als van de spieren. Via een comparator kan er een bepaalde maximale absolute druk ingesteld worden die een spier niet mag overschrijden. Indien dit

toch zou gebeuren zal de voedingsklep afgeschakeld worden en ontluchten. Doordat de comparatoren verbonden zijn met een flipflop, moet er een manuele reset gebeuren vooraleer de voedingsklep zich terug zal openen. Dit om te voorkomen dat er onvoorbereid druk zou gezet worden op de voedingslijnen.

De manuele noodstop is ook verbonden met dit bordje, zodanig dat bij een eventueel probleem de operator kan beslissen het experiment te stoppen door de noodstop in te duwen.

### **2.3.3. Hoek encoder**

De hoek encoder is van het type HEDM6540 van Agilent. Deze hoek encoder is een incrementele encoder en bestaat uit een ledje en twee lichtsensoren. Tussen de sensoren en het ledje bevindt zich een cirkelvormige plaat met 2000 streepjes per omwenteling. Deze encoder levert twee signalen en een referentiesignaal. De signalen zijn blokgolven en door het voor- of naijlen van een van de twee signalen kan de richting bepaald worden.

Deze twee signalen zijn verbonden met een klokconverteer van het type LS7084. De chip converteert de twee signalen van de hoek encoder naar een up/down signaal en een blok golf. Deze beiden kunnen aangesloten worden op een gewone incrementele teller. De klokconverteer kan aangesloten worden in X4 mode. Dit zal de klokconverteer laten reageren op zowel opgaande, als neergaande flanken van de blokgolven van de twee signalen waardoor de resolutie gelijk is aan 8000 streepjes per omwenteling.

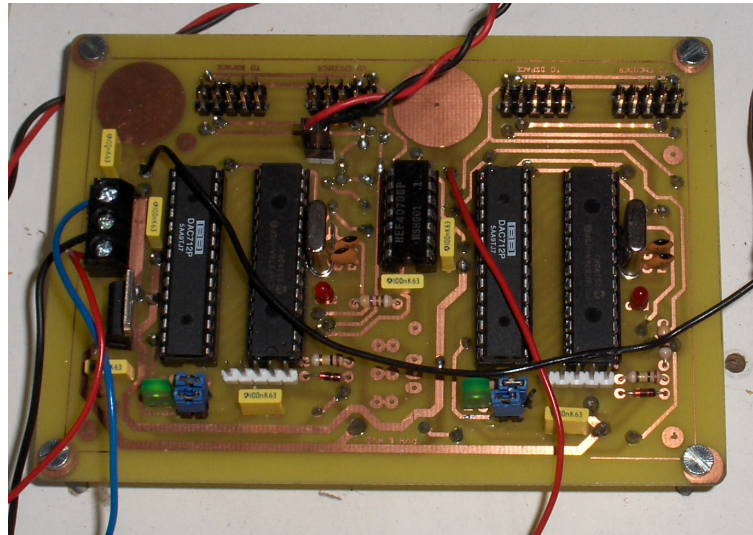
Het voordeel van het gebruik van de chip is dat er een laagdoorlaat filter op de ingangen staat van de klokconverteer, zodanig dat ruis, opgewekt door trillingen, onderdrukt worden en zich niet uit op de uiteindelijke hoekmeting.

### **2.3.4. Snelheidsbordje**

De hoeksnelheid wordt bepaald door de volgende formule

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \tag{2.13}$$
$$\omega = \frac{2\pi}{8000dt}$$

Het tijdsverschil wordt bepaald aan de hand van de tijd tussen twee opeenvolgende pulsen van de hoek encoder. Deze worden in de microcontroller, PIC16F876A, via een counter opgeteld en opgeslagen in een 8-bit register, gesampled aan 2MHz. Dit binair getal wordt dan door een digitaal analoog convertor, DAC712P, omgezet in een analoog signaal tussen -10 en 10 V, waaruit de hoeksnelheid bepaald kan worden. De microcontroller staat ook in voor het teken van de hoeksnelheid.



**Figuur 2.5.:** Het PCB-bordje dat instaat voor het leveren van het analoge snelheidssignaal. Aan de bovenkant zijn de connectoren zichtbaar waarop de hoek encoder aangesloten moet worden. Het symmetrische bordje is in staat om van de twee hoek encoders het snelheidssignaal te leveren.

Er moet echter opgelet worden met het gebruik van dit snelheidsbordje. Indien er trillingen ontstaan, zullen deze waargenomen worden door de microcontroller en zullen er pieken ontstaan in het snelheidssignaal. Voor laag frequente signalen levert deze methode een zuiverder snelheidssignaal op dan door gebruik te maken van een numeriek downwind schema. Bij het afleiden zal er veel ruis geïnjecteerd worden en dit zal aanleiding geven tot veel schakelingen van de kleppen. Het gebruiken van een digitale filter kan er voor zorgen dat de ruis sterk vermindert.

### **2.3.5. Druksensor**

De druksensor is van het type CPC100AFC van het merk Honeywell. Deze druksensor wordt in de spier geplaatst en geeft absolute drukken weer tot 6.9 bar met een nauwkeurigheid van 20mbar. De sensor is dan verbonden met een verschilversterker om het signaal te versterken en de ruis zo goed mogelijk te

onderdrukken. Dit analoge signaal tussen 0 en 10 V wordt dan ingelezen via de NIDAQ kaart.

Aangezien deze sensoren in de spieren worden geplaatst moet de breedte beperkt blijven tot 12 mm. Elke druksensor moet ook afzonderlijk gekalibreerd worden om de juiste druk weer te geven.

### **2.3.6. Kleppenblok en speed-up circuit**

Het kleppenblok bestaat uit 6 kleppen, 2 ingangskleppen en 4 uitgangskleppen. Aangezien de boven- en onderkant van de kleppen gemaakt zijn uit aluminium, dient de afwerking heel nauwkeurig te gebeuren aangezien anders kortsluitingen ontstaan. Door de compactheid kan bespaard worden op gewicht en aansluitingsbuisjes.

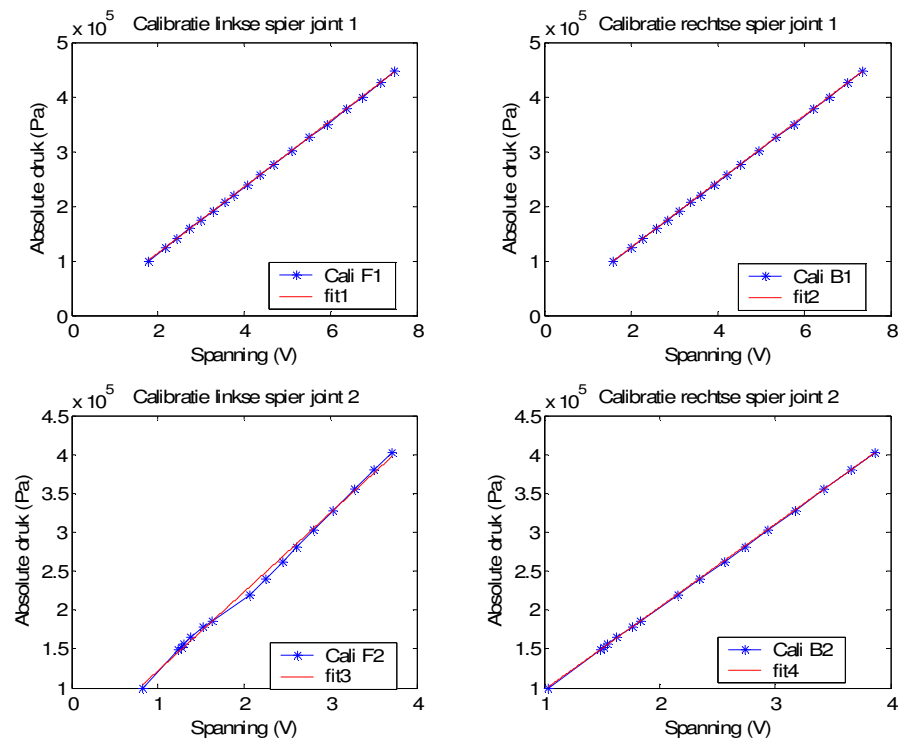
De solenoïde kleppen zijn van het merk Matrix type 821 2/2 NC. Dit zijn aan/uit kleppen. Deze lichtgewicht kleppen bezitten volgens de datasheet een schakeltijd van 1ms. Aangezien uit experimenten blijkt dat de tijd soms langer duurt voor het veranderen van de klep, kan deze snelle tijd toch bekomen worden door het speed-up circuit. Dit legt gedurende 1ms een hogere spanning aan van 24 V en nadien zakt deze spanning weer tot 5V. De verhoogde spanning langer aanleggen kan opwarming en dus beschadiging van de kleppen tot gevolg hebben. [23] De tijd moet met zorg ingesteld worden, aangezien een te korte tijd verhindert dat de kleppen kunnen opengaan tegen de druk in. De ingangskleppen worden ook gebruikt zonder het terugroepveertje omdat dit de schakeltijd beïnvloedt. De uitgang bezit meer kleppen daar het drukverschil, dat zorgt voor de luchtstroming, kleiner is bij het leeglopen van de spier. Door het gebruik van meerdere kleppen kunnen dezelfde tijden bekomen worden voor het leeglopen.

## **2.4. *Parameterbepaling***

### **2.4.1. Druksensoren**

De calibratie (figuur 2.6) van de sensoren gebeurt door, bij verschillende drukken, de waarde van de spanning uit te lezen. Er bestaat namelijk een lineair verband tussen de drukken en de spanning. Via lineaire regressie kunnen dan de

gevoeligheid en de offset van elke druksensor bepaald worden. De calibratie wordt uitgevoerd met behulp van een relatieve drukmeter van Comark, type C9557.



**Figuur 2.6.:** De calibratie van de verschillende absolute druksensoren. Van elke sensor wordt de gevoeligheid en de offset bepaald.

Toepassing van de lineaire regressie geeft de volgende resultaten voor de sensoren.

$$P = S \cdot V + P_{offset} \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} P_{L1} &= 60457 \cdot V_{L1} - 7483.9 \\ P_{R1} &= 60193 \cdot V_{R1} + 3004.1 \\ P_{L2} &= 101630 \cdot V_{L2} + 1947.5 \\ P_{R2} &= 106510 \cdot V_{R2} - 9755 \end{aligned} \quad (2.15)$$

### 2.4.2. Modelparameters

De belangrijkste modelparameters, die gekarakteriseerd moeten worden voor de controller, zijn de massa's van de geledingen, de traagheidsmomenten en de ligging van het massamiddelpunt. Hoe beter deze parameters gekend zijn, hoe beter het modelgebaseerde deel van de controller kan werken.

De massa wordt bepaald door de geleidingen op een precisiebalans te leggen. Door een deel op de balans te laten rusten en het ander deel te ondersteunen op een lengte  $L$ , kan via het momenten evenwicht het massamiddelpunt bepaald worden.

$$M_{tot}L = M_{tot}L_g + M_{gemeten}L \quad (2.16)$$

Massa 1	2.7 kg
Massa 2	3.58 kg
$L_{g1}$	0.187 m
$L_{g2}$	0.291 m

**Tabel 2.4.:** Bepaling van de massa's en de massamiddelpunten van de geleidingen

Het traagheidsmoment kan bepaald worden aan de hand van een slingerproef. De bewegingsvergelijking zonder wrijving is

$$I\ddot{\theta} + MgL_g \sin(\theta) = 0 \quad (2.17)$$

Indien er gewerkt wordt met kleine hoeken, kan de vergelijking gelineariseerd worden. (2.17)

$$\sin(\theta) \approx \theta$$

$$I\ddot{\theta} + MgL_g \theta = 0 \quad (2.18)$$

Deze vergelijking (2.18) is volledig oplosbaar en heeft als oplossing

$$\omega^2 = \frac{MgL_g}{I}$$

$$I = \frac{T^2 MgL_g}{4\pi^2} \quad (2.19)$$

Uit de meting van de periode kan dan het traagheidsmoment bepaald worden.

Resultaten voor het eerste gelid voor 20 slingerperiodes:

Meting 1	22.02 s
Meting 2	21.92 s
Meting 3	21.88 s
Gemiddelde periode	21.94 s

**Tabel 2.5.:** Meting van de slingerperiode van het bovenste deel van de slinger gedurende 20 slingerperiodes

Resultaten voor het tweede gelid voor 20 slingerperiodes:

Meting 1	24.54 s
Meting 2	24.47 s
Meting 3	24.33 s
Gemiddelde periode	24.45 s

**Tabel 2.6.:** Meting van de slingerperiode van het onderste deel van de slinger gedurende 20 slingerperiodes

Hieruit volgen dan de traagheidsmomenten, gebruikmakend van formule 2.19:

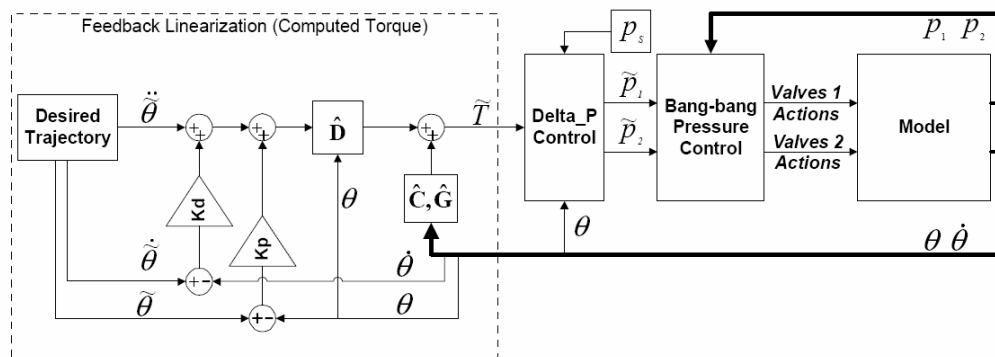
$I_1$	0.151 kgm <sup>2</sup>
$I_2$	0.3782 kgm <sup>2</sup>

**Tabel 2.7.:** Waarde van de traagheidsmomenten van beide geledingen

### 3. Controlestrategie

De controlestrategie is een van de belangrijkste schakels om een traject zo goed mogelijk te volgen. Ze speelt echter ook een grote rol in het energieverbruik. De controller bepaalt immers welke drukken er nodig zijn en wanneer er geschakeld wordt. Door het schakelen op de juiste momenten te laten gebeuren met optimale drukken, kan het energieverbruik sterk dalen.

De controller bestaat uit drie grote delen. (figuur 3.1) Het modelgebaseerd deel zorgt voor de niet-lineaire effecten, terwijl het servo-gedeelte de fouten, die gemaakt worden op het traject, zal corrigeren. Het tweede deel van de controller gaat uit van het berekende koppel, “computed torque method”, [24] en zal hiermee dan het drukverschil berekenen dat nodig is om het traject te kunnen volgen, evenals de gemiddelde druk, die instaat voor de stijfheid van de joint. Het laatste deel is een bang-bang controller die de gewenste drukken, berekend met de controller, zal instellen door het aansturen van de kleppen.



**Figuur 3.1.:** Schema van de computed torque controller [20]

#### 3.1. Het modelgebaseerd deel

Het modelgebaseerd deel zorgt ervoor dat de niet-lineaire effecten zo goed mogelijk worden gecompenseerd, zodanig dat het foutgestuurde deel een eenheidsmassa kan controleren. Voor deze feedback linearisatie is het echter noodzakelijk dat de parameters van het model goed gekend zijn.



De bewegingsvergelijking van een mechanisch systeem kan globaal geschreven worden op de volgende manier [25]

$$\tau = D(\theta)\ddot{\theta} + C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + G(\theta) \quad (3.1)$$

Met  $\tau$  als matrix van de veralgemeende actuator koppels en krachten,  $D$  als de veralgemeende massamatrix,  $C$  als de matrix van de coriolis- en centrifugaal krachten en  $G$  als de matrix van de gravitatietermen.

Deze vergelijking is echter sterk niet-lineair en dus wordt er gebruik gemaakt van een feedback linearisatie.

$$\tau = \alpha\tau' + \beta \quad (3.2)$$

Door het toepassen van formule (3.2) met (3.3) en (3.4)

$$\alpha = \hat{D}(\theta) \quad (3.3)$$

$$\beta = \hat{C}(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + \hat{G}(\theta) \quad (3.4)$$

wordt het koppel gelineariseerd en dient het foutgestuurde deel, een PID-regelaar, een eenheidsmassa te controleren. Dit geldt echter enkel indien de parameters perfect gekend zijn. Indien dit niet het geval is, zijn de vergelijkingen niet perfect ontkoppeld en gelineariseerd.  $\hat{D}(\theta)$ ,  $\hat{C}(\theta, \dot{\theta})$ ,  $\hat{G}(\theta)$  zijn matrices, opgesteld met gemeten en dus geschatte parameters. De controlewet heeft de volgende vorm voor een PID-regelaar (3.5).  $\tilde{\theta}$ ,  $\dot{\tilde{\theta}}$ ,  $\ddot{\tilde{\theta}}$  zijn de gewenste waarden om een bepaald traject te volgen.

$$\tau' = \ddot{\tilde{\theta}} + K_D(\dot{\tilde{\theta}} - \dot{\theta}) + K_P(\tilde{\theta} - \theta) + K_I \int (\tilde{\theta} - \theta) dt \quad (3.5)$$

De gesloten lus vergelijking wordt dan

$$\tilde{\tau} = \hat{D}(\theta)\ddot{\tilde{\theta}} + \hat{C}(\theta, \dot{\tilde{\theta}})\dot{\tilde{\theta}} + \hat{G}(\theta) + \hat{D}(\theta) \left[ K_D(\dot{\tilde{\theta}} - \dot{\theta}) + K_P(\tilde{\theta} - \theta) + K_I \int (\tilde{\theta} - \theta) dt \right]$$

Dit koppel wordt gebruikt door de feedforward drukregeling. Het eerste deel van deze vergelijking wordt berekend aan de hand van de Lagrange-vergelijkingen. Voor een enkelvoudige slinger is dit één vergelijking, maar voor een samengestelde slinger worden de vergelijkingen van Lagrange gegeven door een stelsel van twee vergelijkingen. De waarden voor  $K_D, K_P, K_I$  zijn dan diagonaalmatrices. [Bijlage A]

### 3.2. Feedforward drukregeling

Gebruikmakend van formules (3.5) , (2.7), (2.8) en de gewenste stijfheid kan men dan de drukken bepalen die per spier nodig zijn. Door het invoeren van  $\tilde{p}_s$  voor de gewenste gemiddelde druk en de  $\Delta\tilde{p}$  voor het berekende drukverschil verkrijgt men volgende formules voor de gewenste relatieve drukken

$$\tilde{p}_1 = \frac{P_s}{\hat{t}_1(\theta)} + \Delta\tilde{p} \quad (3.7)$$

$$\tilde{p}_2 = \frac{P_s}{\hat{t}_2(\theta)} - \Delta\tilde{p}$$

De waarde van  $\Delta\tilde{p}$  haalt men uit het gewenste berekende koppel en de krachtfuncties via de formule (3.8)

$$\Delta\tilde{p} = \frac{\tilde{\tau}}{\hat{t}_1(\theta) + \hat{t}_2(\theta)} \quad (3.8)$$

De bepaling van  $\tilde{p}_s$  gebeurt aan de hand van de gewenste stijfheid om een bepaald traject te volgen en de natuurlijke stijfheid van de spieren. Door deze twee gelijk te stellen kan men  $\tilde{p}_s$  berekenen. [26]

De gewenste stijfheid berekent men, uitgaande van de afgeleide van de bewegingsvergelijking.

$$K^{gewenst} = -\frac{dT}{d\tilde{\theta}} = -\frac{d(\hat{D}(\theta)\ddot{\theta} + \hat{C}(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + \hat{G}(\theta))}{d\tilde{\theta}} \quad (3.9)$$

De natuurlijke stijfheid wordt bepaald met de formule (2.7) en het afleiden naar de gewenste hoek

$$K^{spier} = \frac{d\tilde{p}_1}{d\theta} \hat{t}_1 + \tilde{p}_1 \frac{d\hat{t}_1}{d\theta} - \frac{d\tilde{p}_2}{d\theta} \hat{t}_2 - \tilde{p}_2 \frac{d\hat{t}_2}{d\theta} \quad (3.10)$$

Invullen van (3.7) in (2.8) geeft de volgende vergelijkingen geldig voor afgesloten spieren

$$\begin{aligned} \frac{d\tilde{p}_1}{d\theta} &= -\tilde{p}_s \left( \frac{n}{\hat{t}_1} \frac{\hat{V}_{1_0}^n}{\hat{V}_1^{n+1}} \frac{d\hat{V}_1}{d\tilde{\theta}} \right) - (P_{atm} + \Delta\tilde{p}) \left( n \frac{\hat{V}_{1_0}^n}{\hat{V}_1^{n+1}} \frac{d\hat{V}_1}{d\tilde{\theta}} \right) \\ \frac{d\tilde{p}_2}{d\theta} &= -\tilde{p}_s \left( \frac{n}{\hat{t}_2} \frac{\hat{V}_{2_0}^n}{\hat{V}_2^{n+1}} \frac{d\hat{V}_2}{d\tilde{\theta}} \right) - (P_{atm} - \Delta\tilde{p}) \left( n \frac{\hat{V}_{2_0}^n}{\hat{V}_2^{n+1}} \frac{d\hat{V}_2}{d\tilde{\theta}} \right) \end{aligned} \quad (3.11)$$

Combineren van (3.9), (3.10) en (3.11) geeft dan de uiteindelijke vergelijking voor de berekening van de gemiddelde druk. (3.12)

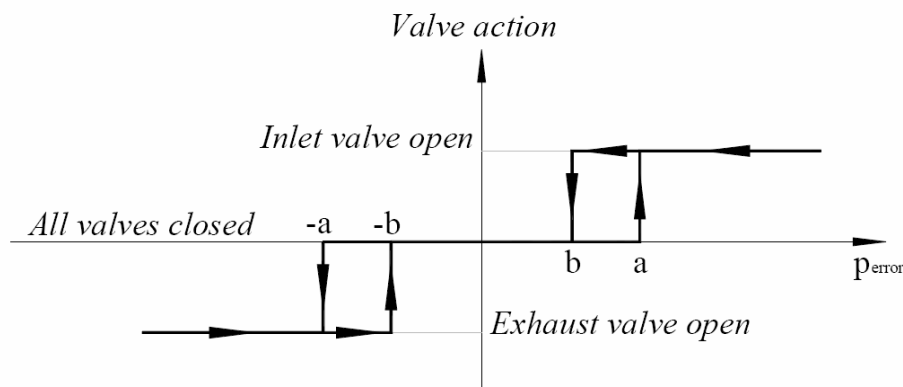
$$\tilde{p}_s = \frac{K^{gewenst} - \Delta\tilde{p} \left( -\frac{n\hat{t}_1}{\hat{V}_1} \frac{d\hat{V}_1}{d\tilde{\theta}} - \frac{n\hat{t}_2}{\hat{V}_2} \frac{d\hat{V}_2}{d\tilde{\theta}} + \frac{d\hat{t}_1}{d\tilde{\theta}} + \frac{d\hat{t}_2}{d\tilde{\theta}} \right) - P_{atm} \left( -\frac{n\hat{t}_1}{\hat{V}_1} \frac{d\hat{V}_1}{d\tilde{\theta}} + \frac{n\hat{t}_2}{\hat{V}_2} \frac{d\hat{V}_2}{d\tilde{\theta}} \right)}{-\frac{n}{\hat{V}_1} \frac{d\hat{V}_1}{d\tilde{\theta}} + \frac{n}{\hat{V}_2} \frac{d\hat{V}_2}{d\tilde{\theta}} + \frac{1}{\hat{t}_1} \frac{d\hat{t}_1}{d\tilde{\theta}} - \frac{1}{\hat{t}_2} \frac{d\hat{t}_2}{d\tilde{\theta}}}$$

Deze gemiddelde druk zorgt ervoor dat de stijfheid van de spieren aangepast kan worden aan het gewenste traject, opdat de natuurlijke dynamica zo goed mogelijk uitgebuit zou worden.

Deze berekenende gewenste drukken worden dan doorgegeven aan de laatste stap van de controller.

### 3.3. Bang-bang controller

De laatste stap van de controller is de bang-bang controller. [20] (figuur 3.2) Deze zal naargelang het verschil tussen de gewenste drukken en de gemeten drukken een bepaalde actie ondernemen. Er bestaat een dode zone waarin er geen kleppenactie zal ondernomen worden, indien het drukverschil echter buiten het interval  $[-b, b]$  ligt zal er geschakeld worden. Bij het instellen van deze bang-bang controller moet er een compromis gezocht worden tussen het zo goed mogelijk volgen van het traject en het energieverbruik. Hoe groter de dode zone, hoe minder controleacties er plaatsvinden, maar hierdoor kan de positie wel verder afwijken van het gewenste traject zonder dat er ingegrepen wordt.



**Figuur 3.2.:** Instelling van de bang-bang controller

## 4. Simulator

### 4.1. Simulator

Om de voorgestelde controlestrategie uit te testen, vooraleer over te gaan op fysische experimenten, werd er een simulatieprogramma geschreven in C++. De simulator is gebaseerd op de simulator van Lucy en werd vorig jaar aangepast aan een enkelvoudige slinger. Nu is de simulator ook geschikt voor het simuleren van een slinger met twee vrijheidsgraden. Zoals vorig jaar het geval was, kunnen al de relevante parameters, zoals de controleparameters, modelparameters en het gevolgde traject, in Matlab worden ingegeven. Via een Matlab executable file (MEX-functie) wordt dit dan uitgevoerd in C++. De resultaten van de simulatie worden nadien terug ingelezen in Matlab, waar ze dan worden verwerkt.

De simulator zal aan de hand van het gewenste traject, de controller, het model en de differentiaalvergelijkingen bepalen wat de volgende snelheid en versnelling is. De controller, die werkt met een sampletijd van 0.5 ms, bepaalt de gewenste drukken, die per spier nodig zijn om het gewenste traject te kunnen volgen en deze worden dan doorgegeven aan het model van de kleppen. Het model geeft een tijdsvertraging van 1ms aan de gewenste drukwaarden. Dit komt overeen met de openings- en sluitingstijden van de kleppenblokken. Daarna zal aan de hand van de thermodynamische differentiaalvergelijkingen bepaald worden welk koppel effectief door de spieren gerealiseerd wordt, waarna de eerste orde differentiaalvergelijkingen van de dynamica berekenen wat de nieuwe snelheid en versnelling is. Hierop begint de integratielus opnieuw met een volgende berekening. In het model, gebruikt in de controller, kunnen bewust fouten worden geïntroduceerd om te analyseren wat de gevolgen hiervan zijn.

De numerieke solver, die gebruikt wordt om de differentiaalvergelijkingen op te lossen, is van het type ODE. Er wordt gebruik gemaakt van een 4<sup>de</sup> orde Runge/Kutta methode met een integratiestap van 0.05ms. Deze methode lost canonische stelsels met differentiaalvergelijkingen op van de eerste orde.

Hierdoor moeten de bewegingsvergelijkingen geschreven worden als een set van eerste orde differentiaalvergelijkingen.

De bewegingsvergelijking met  $D$  als veralgemeende massamatrix,  $C$  als de coriolis- en centrifugaalmatrix en  $G$  als de matrix van de gravitatiekrachten en  $\tau$  als de actuorkoppels per scharnier

$$\tau = D(\theta)\ddot{\theta} + C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + G(\theta) \quad (4.1)$$

moet omgevormd worden tot een stelsel van eerste orde differentiaalvergelijkingen.

$$\begin{aligned} \dot{\theta} &= u \\ \dot{u} &= D(\theta)^{-1} \left[ \tau - (C(\theta, \dot{\theta}) + G(\theta)) \right] \end{aligned} \quad (4.2)$$

De actuorkoppels in de formule (4.2) worden bepaald door het antagonistisch model van de spieren (2.5). Hiervoor zijn echter de relatieve drukken nodig. De gewenste drukken worden berekend met de “computed torque” controller (3.7) en deze worden via de thermodynamische stromingsvergelijkingen (4.3), [20] de massadebieten (4.4) en het klepmodel omgezet in de relatieve drukken, die in de formule (2.5) gebruikt worden.

$$\dot{p}_i = \frac{n}{V_i} \left( rT_{air}^{\text{sup}} \dot{m}_{air_i}^{\text{in}} - rT_{air_i} \dot{m}_{air_i}^{\text{ex}} - (P_{atm} + p_i) \dot{V}_i \right) \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_{air_i} = \dot{m}_{air_i}^{\text{in}} - \dot{m}_{air_i}^{\text{ex}} \quad (4.4)$$

De formule (4.3) geeft de evolutie van de druk weer voor polytrope toestandveranderingen ten gevolge van een volumeverandering van de spier door in- en uitgaande massadebieten. Voor de dimensieloze krachtfunctie en de volumes maakt men gebruik van de benaderde en vereenvoudigde polynoomfuncties (2.1), (2.2) die een functie zijn van de contractie. Deze contractie kan men berekenen, uitgaande van het kinematisch model van de spieren en de hoek. De onbekende temperatuur wordt bepaald, uitgaande van de perfecte gaswet.

$$T_{air_i} = \frac{P_i V_i}{m_{air_i} r} \quad (4.5)$$

Uit de thermodynamica weet men dat bij vernauwde secties, zoals bij de kleppen, choking kan optreden. Bij choking kan er maar een bepaald massadebiet door de sectie stromen ongeacht de drukverhouding. Dit dient dan ook mee beschouwd te worden in het model van de luchtstroming doorheen een klep via volgende formules met choking (4.6) en zonder choking (4.7). [27]

$$\dot{m}_{air} = CP_u \rho_0 \sqrt{\frac{293}{T_{air}^u}} \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_{air} = CP_u \rho_0 \sqrt{\frac{293}{T_{air}^u}} \sqrt{1 - \left( \frac{P_d / P_u - b}{1 - b} \right)^2} \quad (4.7)$$

## 4.2. Gebruikte energie

Het doel van deze thesis, is door gebruik te maken van de natuurlijke frequentie van de slinger een zo energetisch voordelig mogelijk traject te volgen. Door de soepelheid van de spieren aan te passen, speelt men in op de natuurlijke frequentie van de slinger. Hoe hoger de gemiddelde druk in de spieren, hoe stijver het gewricht wordt en hoe hoger de natuurlijke frequentie van de slinger ligt.

Om te kunnen bepalen wat het energieverbruik is, heeft men een methode nodig om het verbruik te meten. Aan de hand van de controller is dit mogelijk. Elke keer dat de controller dient in te grijpen, gaat dit gepaard met een wijziging van de staat van een klep. Zolang de kleppen dicht blijven, wordt er geen extra energie gebruikt. De afgesloten spieren werken dan als niet-lineaire veren op basis van de uitwisseling van kinetische en potentiële energie. Uit de bang-bang controller haalt men het aantal keer dat een klep wordt geschakeld met het gevolg dat er een massadebiet ontstaat.

Het massadebiet is echter onvoldoende om de gebruikte energie te bepalen, want de voedingsbron is samengeperste lucht. Men kan echter gebruik maken van de

exergie. Dit begrip drukt uit wat de maximale nuttige energie is. Perslucht kan een bepaalde hoeveelheid arbeid verrichten zolang de temperatuur en druk hoger is dan deze van de omgeving. Van zodra beide gelijk zijn, kan deze lucht geen nuttige arbeid meer verrichten.

De minimum nodige arbeid om lucht tot een hogere druk te brengen, gebeurt voor een compressor op een isothermische manier; dus op een reversibele en adiabatistische manier. [28]

$$\dot{W}_{isotherm} = \dot{m}_{air} r T_{atm} \ln \frac{p_1}{p_{atm}} \quad (4.6)$$

Er bestaan evenwel nog andere manieren om het verbruik correct weer te geven, maar om een goede vergelijking te kunnen maken met de resultaten van vorig jaar werd geopteerd voor dezelfde berekeningsmethode voor de exergie.

## 5. Resultaten

Om de controlestrategie te kunnen uittesten werden er verschillende trajecten gesimuleerd en uitgetest op de fysische slinger. Bij sommige trajecten werd er echter een probleem vastgesteld bij de berekening van de gewenste stijfheid. Deze wordt bepaald via de afgeleide van het gewenste koppel naar de gewenste hoek. In enkele singuliere standen van de slinger, dus de punten waar de slinger van richting verandert en dus de snelheid nul wordt, wordt de gewenste stijfheid oneindig. Aangezien de gemiddelde druk in de spieren wordt bepaald aan de hand van deze stijfheid, wordt hierdoor de controller instabiel en dient er dus een andere manier gevonden te worden om deze stijfheid te berekenen.

### 5.1. Resultaten enkelvoudige slinger

De testen werden zowel uitgevoerd in simulatie, als op de fysische, enkelvoudige slinger voor verschillende trajecten om het effect van de stijfheid op het energieverbruik weer te geven. Vooraleer een test experimenteel wordt uitgevoerd, wordt de slinger in een beginpositie geplaatst die afhangt van de amplitude van het te volgen traject. De berekening van de verbruikte energie start pas na 2s zodat alle overgangverschijnselen uitgewerkt zijn.

#### 5.1.1. Sinusvormig traject voor een enkelvoudige slinger

Het gewenste traject wordt weergegeven door de volgende vergelijking op te leggen aan het scharnier.

$$\begin{aligned}\tilde{\theta} &= \theta_0 + A \cos(\omega t) \\ \dot{\tilde{\theta}} &= -A\omega \sin(\omega t) \\ \ddot{\tilde{\theta}} &= -A\omega^2 \cos(\omega t) \\ \dddot{\tilde{\theta}} &= A\omega^3 \sin(\omega t)\end{aligned}\tag{5.1}$$

Met deze vergelijkingen en met de definitie van de stijfheid kan men, aan de hand van de afgeleide van het koppel, (5.2) de ideale stijfheid bepalen (5.3), zodanig dat de natuurlijke dynamica zo goed mogelijk wordt uitgebuit. [21]

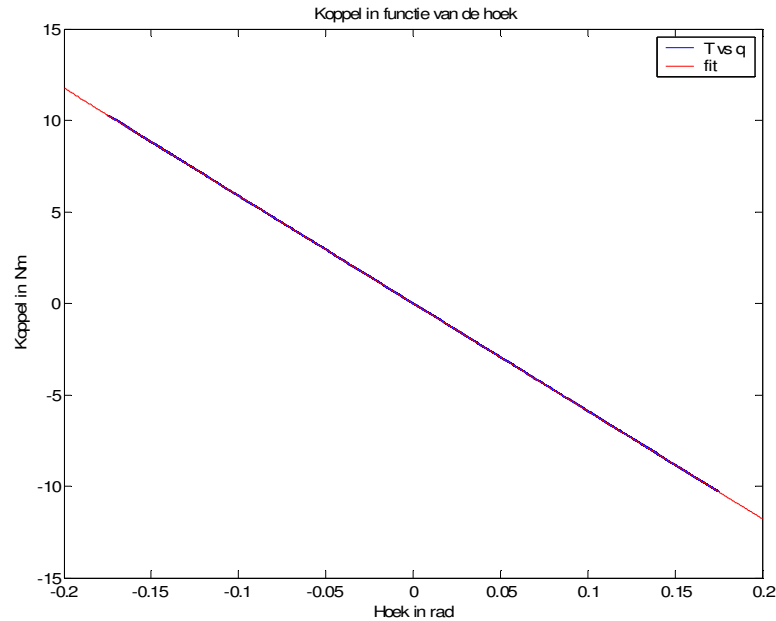
$$\tilde{\tau} = D_{11} \ddot{\tilde{\theta}} + G_{11} \sin(\tilde{\theta})\tag{5.2}$$



$$\begin{aligned}
K^{gewenst} &= -\frac{d\tilde{\tau}}{d\tilde{\theta}} \\
K^{gewenst} &= -\left( D_{11} \frac{\ddot{\tilde{\theta}}}{\dot{\tilde{\theta}}} + G_{11} \cos(\tilde{\theta}) \right) \\
K^{gewenst} &= -\left( -D_{11} \omega^2 + G_{11} \cos(\tilde{\theta}) \right)
\end{aligned} \tag{5.3}$$

Aangezien een zuivere sinus geen problemen oplevert in verband met pieken naar oneindig, daar deze wegvallen, zoals aangegeven in formule (5.3), kan de algemene formule gebruikt worden om de stijfheid te berekenen, die nodig is om zo efficiënt mogelijk het traject te volgen. Uit vergelijking (5.3) is het ook duidelijk dat de stijfheid sterk afhankelijk is van de frequentie en in mindere mate van de amplitude of een offset hoek.

De stijfheid kan men ook behalen door het toepassen van een meer globale methode. Deze methode maakt gebruik van het plotten van de gewenste koppels in functie van de gewenste hoek. Door lineaire regressie toe te passen op deze data, bepaalt men ook de afgeleide van het koppel en dus de gewenste ideale stijfheid. (figuur 5.1) Het verschil tussen beide methodes is, dat de laatste manier een globale methode is, waarbij men geen rekening houdt met singuliere punten, in tegenstelling tot de definitie, waarmee men lokaal voor elk punt de afgeleide berekent. Dit zal dan ook gebeuren voor de punten, waar de snelheid nul wordt en hierdoor zal er een piek in de stijfheid ontstaan. Het is ook logisch dat deze stijfheid op die punten oneindig wordt, aangezien de slinger stil moet blijven staan, wat overeenkomt met een oneindig starre verbinding.



**Figuur 5.1.:** Plot van het gewenste koppel in functie van de gewenste hoek. Aangezien deze grafiek een rechte is, kan op een eenvoudige manier lineaire regressie toegepast worden. Deze grafiek geldt voor een amplitude van  $10^\circ$  en een frequentie van 1.5 Hz.

De stijfheid kan uit deze grafiek bepaald worden aan de hand van lineaire regressie. De richtingscoëfficiënt stelt dan de gewenste stijfheid voor. (5.4)

$$\tilde{\tau} = a \cdot \tilde{\theta} + b$$

$$\tilde{\tau} = -58.84 \cdot \tilde{\theta}$$

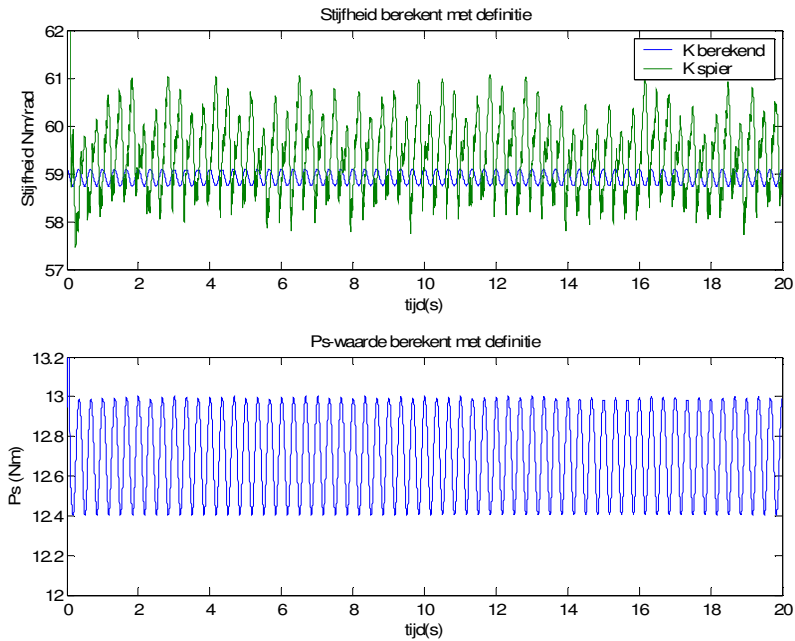
$$K^{\text{gewenst}} = -\frac{d\tilde{\tau}}{d\tilde{\theta}} \quad (5.4)$$

$$K^{\text{gewenst}} = 58.84 \text{ Nm / rad}$$

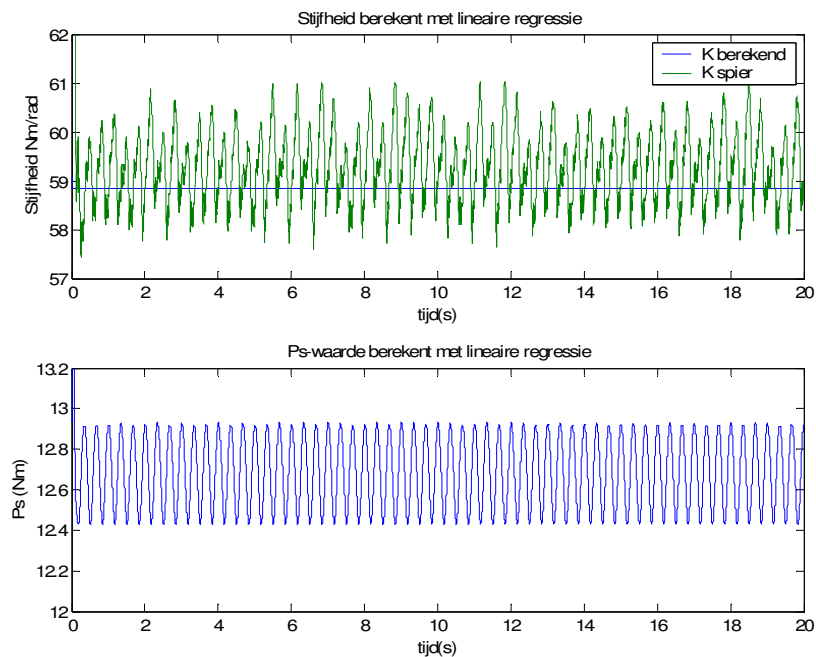
Deze waarde komt ook overeen met de waarde, die men vindt indien de definitie wordt toegepast voor dit traject. (figuur 5.2 en 5.3)

### 5.1.1.1. Resultaten simulatie

De volgende plots tonen de natuurlijke stijfheid van de spieren en de opgelegde stijfheid. Zoals blijkt uit de grafiek, berekent men, na toepassing van de definitie, ook een waarde rond 58 Nm/rad voor de gewenste stijfheid. De optimale  $p_s$  waarde is voor beiden zo goed als gelijk aan 12.66 Nm (figuren 5.2 en 5.3) en wordt berekend met formule (3.12).

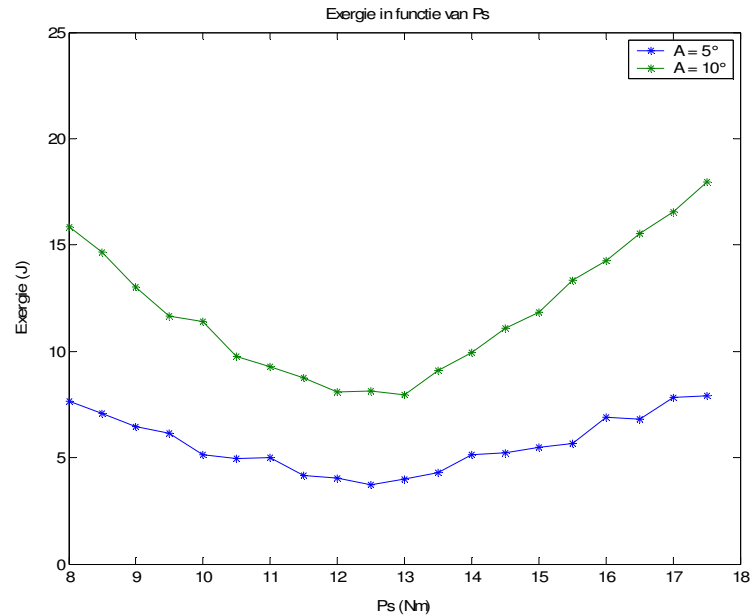


**Figuur 5.2.:** Stijfheid en  $p_s$ -waarden door gebruik te maken van de definitie. Grafiek opgesteld voor een frequentie van 1.5 Hz en een amplitude van  $10^\circ$ .

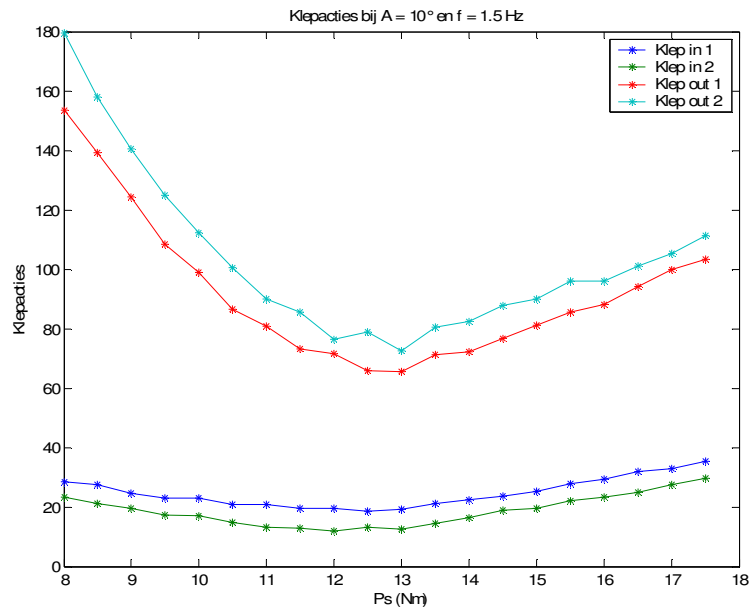


**Figuur 5.3.:** Stijfheid en  $p_s$ -waarden opgesteld door gebruik te maken van het resultaat, behaald met lineaire regressie. ( $K = 58.84 \text{ Nm/rad}$ ) Zoals duidelijk blijkt zijn de resultaten zo goed als dezelfde voor de gemiddelde druk. ( $f = 1.5 \text{ Hz}$  en  $A = 10^\circ$ )

Om het effect van de stijfheid op het energieverbruik te kunnen weergeven werd, in simulatie, de waarde voor  $p_s$  gevarieerd voor trajecten met een verschillende amplitude (figuur 5.4) en bij verschillende frequenties (figuur 5.6). Het optimaal instellen van de stijfheid zal de controleacties doen dalen en dus ook de klepacties. (figuur 5.5)



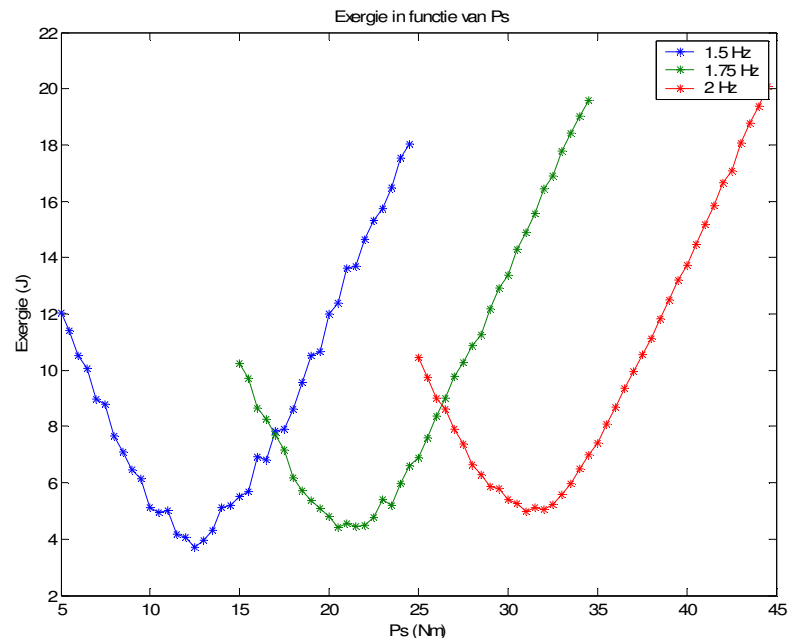
**Figuur 5.4.:** Exergieverbruik voor de inlaat over één periode. De grafiek is opgesteld voor een  $f = 1.5$  Hz en voor twee verschillende amplitudes.



**Figuur 5.5.:** Klepacties voor een sinusvormig traject met  $f = 1.5$  Hz en  $A = 10^\circ$  over één periode. Het is duidelijk dat een minimum wordt bereikt op de berekende waarden voor  $p_s = 12.66$  Nm.

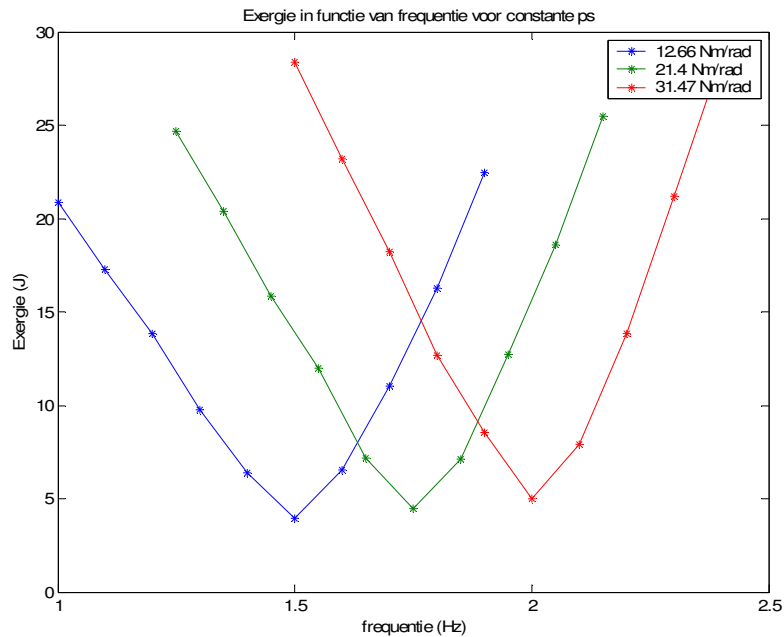
Deze grafieken tonen aan dat het dus ook mogelijk is om via lineaire regressie een stijfheid en daaraan gekoppeld, een gemiddelde waarde voor de druk, te berekenen, zodanig dat er optimaal gebruik wordt gemaakt van de natuurlijke dynamica en dat het energieverbruik minimaal wordt.

De gewenste stijfheid is afhankelijk van de frequentie van het gewenste traject volgens (5.3). Voor verschillende frequenties met variërende  $p_s$ -waarde geeft dit de volgende grafiek (figuur 5.6). De simulatie werd uitgevoerd met een minimale wrijving. Het is ook duidelijk dat voor een bepaalde gemiddelde druk, de natuurlijke dynamica overeenkomt met een bepaalde frequentie. (figuur 5.7)



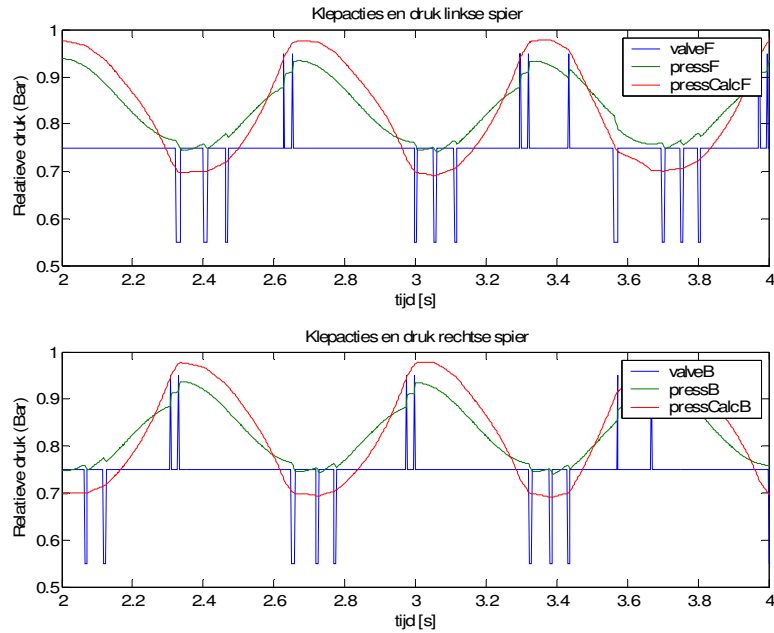
**Figuur 5.6.:** Exergie over een periode in functie van verschillende  $P_s$ -waarden. Het is duidelijk dat bij een bepaalde frequentie, deze exergie een minimum bereikt. Deze waarden van  $P_s$  zijn gelijk aan de optimale waarden, berekend met zowel de globale methode als na het toepassen van de definitie. Deze grafiek werd opgesteld voor een amplitude van  $5^\circ$ .

Het spreekt voor zich dat, bij een bepaalde  $p_s$  -waarde, er een frequentie is waarbij de exergie een minimum bereikt. Dit minimum stijgt echter aangezien bij hogere frequenties de wrijving zal toenemen waardoor er meer energie nodig is om het traject goed te kunnen volgen. (figuur 5.6)

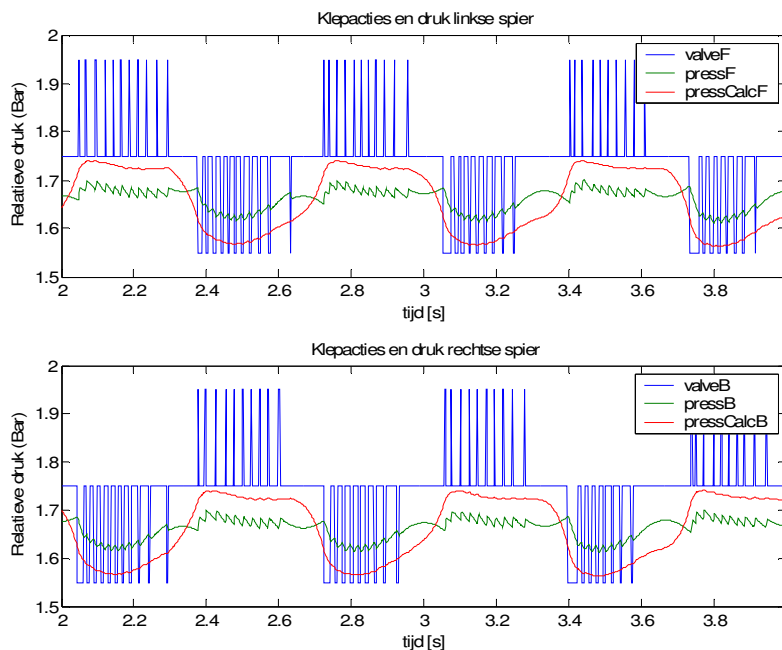


**Figuur 5.7.:** Bij constant gehouden  $p_s$ -waarde, de exergie in functie van de frequentie. Men bekommt bij een bepaalde frequentie een minimum voor de verbruikte exergie over een periode. Dit is bij de frequentie waarvoor de optimale  $p_s$ -waarde werd berekend. De amplitude wordt constant gehouden op  $5^\circ$ .

De volgende twee grafieken tonen de klepacties. De eerste grafiek geeft de schakelingen weer indien de stijfheid optimaal is ingesteld, terwijl bij de tweede grafiek er een afwijking is van de optimale stijfheid. Het vaker schakelen toont aan dat het nodig is om de stijfheid aan te passen aan het traject om zo weinig mogelijk energie te verbruiken. (figuur 5.8 en 5.9)



**Figuur 5.8.:** Bij een optimaal gekozen  $p_s$  waarde (12.66 Nm) wordt er niet veel geschakeld. Een opwaartse piek betekent het openen van een inlaatklep, terwijl voor een neerwaartse piek een uitlaat klep wordt geopend. De grafiek werd opgesteld voor  $f = 1.5$  Hz en  $A = 5^\circ$ .



**Figuur 5.9.:** De  $p_s$  waarde is tweemaal zo groot als de optimale waarde, waardoor er veel meer controleacties nodig zijn om het gewenste traject te volgen. Hierdoor stijgt ook het verbruik.

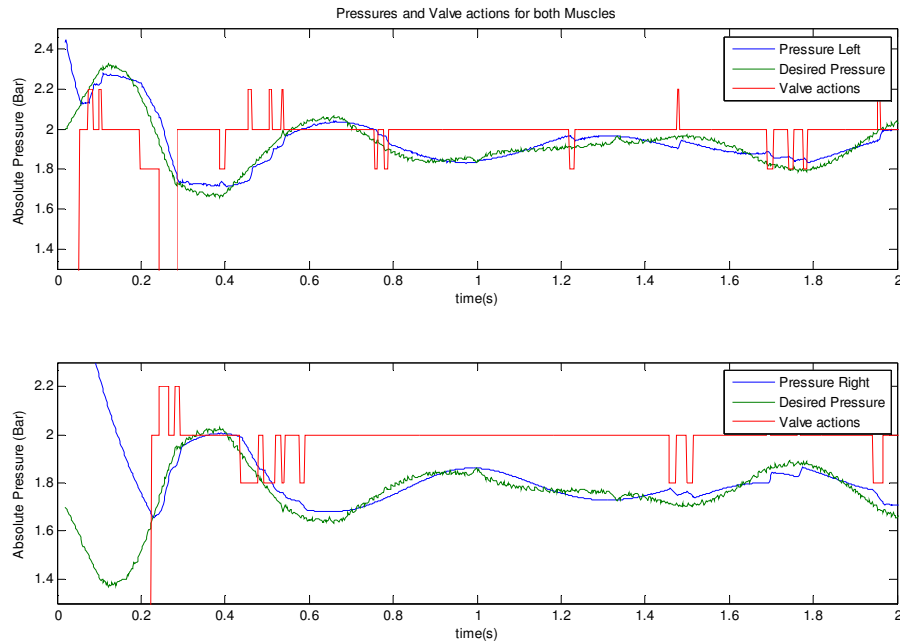
Er kan dus energie worden uitgespaard door de stijfheid juist in te stellen. Dit wil zeggen dat de gemiddelde druk van de spieren wordt ingesteld aan de hand van de gewenste stijfheid en dus in overeenstemming met de natuurlijke dynamica.

### **5.1.1.2. Resultaten experiment**

De resultaten, berekend uit de simulatie, kunnen ook vergeleken worden met resultaten uitgevoerd op de werkelijke slinger. De experimentele waarden zijn echter hoger aangezien de wrijving niet goed gemodelleerd is en in werkelijkheid veel sterker aanwezig is. Bij de berekening van het energieverbruik wordt geen rekening gehouden met het overgangsverschijnsel.

Het energieverbruik wordt bepaald met de formule (4.6). De massa gebruikte lucht wordt bepaald met (4.6 of 4.7) en deze, vermenigvuldigd met de tijd. Het verbruik wordt pas in rekening genomen na 2s, zodanig dat alle overgangsverschijnselen uitgewerkt zijn en men in zuiver stationair regime bezig is. Het verschil tussen het exergieverbruik wordt numeriek weergegeven in de tabel 5.1 en grafisch in de figuur 5.10. De initiële drukken zijn veel te hoog. Dit komt omdat er eerst naar een beginpositie wordt gegaan. Deze beginpositie wordt ingesteld met een hoge  $p_s$  -waarde zodanig dat de spieren stijver zijn en dat de gewenste uitwijking sneller wordt bereikt. Dit verklaart waarom de uitlaatkleppen open zijn.



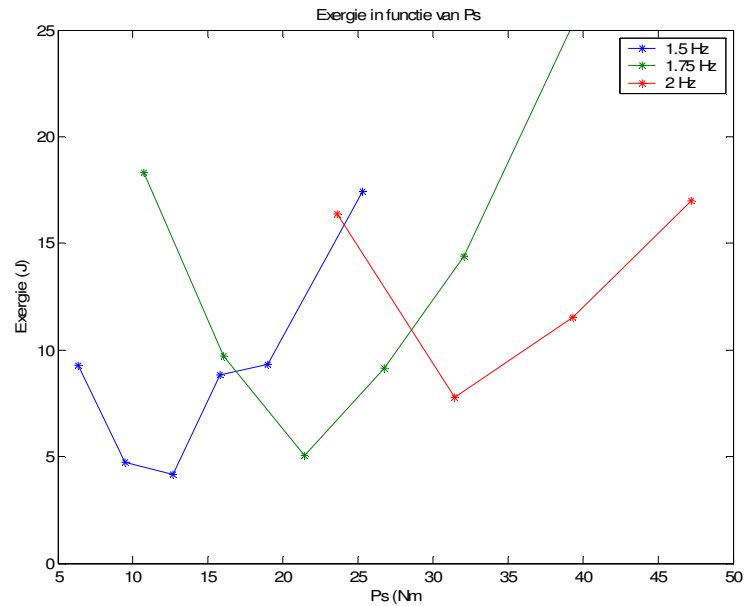


**Figuur 5.10.:** Overgangverschijnsel bij het begin van het experiment. Dit wordt niet mee in rekening genomen voor de berekening van het verbruik. ( $f = 1.5 \text{ Hz}$  en  $A = 5^\circ$ )

	Zonder overgang	Met overgang
Exergie In	660.16 J	750.20 J
Exergie Uit	179.61 J	290.49 J
Luchtmassa In	5.71 mg	6.48 mg
Luchtmassa Uit	4.69 mg	6.31 mg

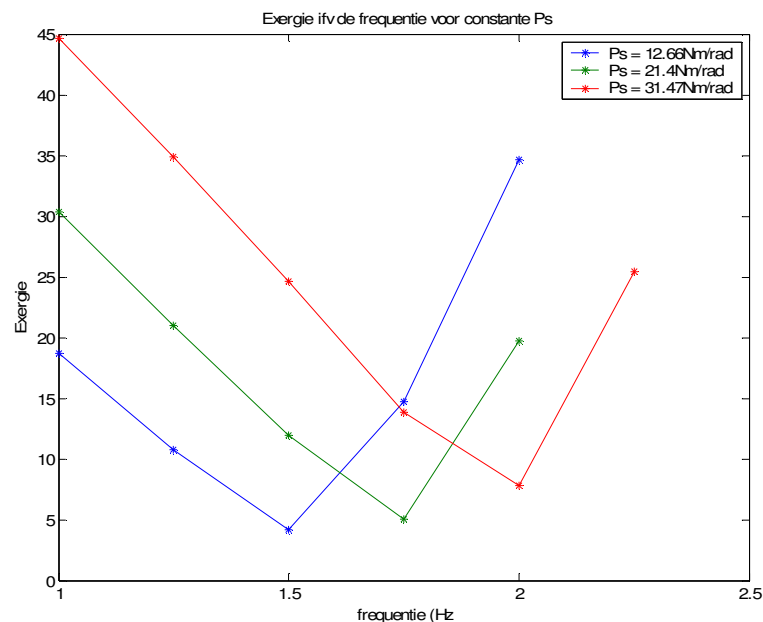
**Tabel 5.1.:** Vergelijking tussen exergie waarden en gebruikte lucht bij een berekening, waarbij in een geval het overgangverschijnsel wel in rekening wordt gebracht en bij het andere, dit niet wordt beschouwd. Deze waarden zijn bekomen door de gebruikte exergie en luchtmassa te beschouwen over een tijd van 20s.

In simulatie werd gevonden dat door het juist instellen van de gemiddelde druk een vermindering van het verbruik gerealiseerd kan worden . Dit vindt men ook terug bij de experimenten op de fysische slinger. De grafieken (5.11 en 5.12) werden opgesteld voor verschillende afwijkingen van de optimale  $p_s$  -waarde, dus bij afwijkingen van 50%,75%,125%,150% en 200%.



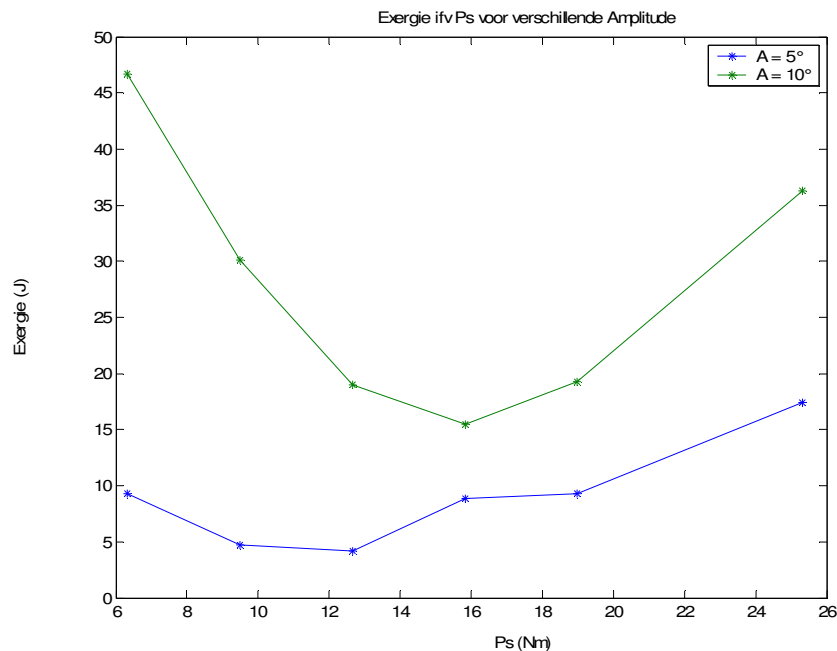
**Figuur 5.11.:** Exergie over een periode, voor een zuivere sinus met amplitude van  $5^\circ$ . De minima liggen op de berekende optimale ps-waarden. Deze grafiek komt ook overeen met de waarden gevonden in simulatie (figuur 5.6), enkel de exergie waarden zijn hoger.

Zoals duidelijk blijkt uit deze grafiek is het interessant de gemiddelde druk aan te passen aan de frequentie van het traject. Dit wil dus zeggen: de veerstijfheid van de spieren zo aanpassen dat deze overeenkomt met deze, die nodig is voor het uitbuiten van de natuurlijke dynamica.



**Figuur 5.12.:** Net zoals in simulatie wordt het minimum verbruik bekomen bij een bepaalde frequentie voor een gegeven  $p_s$ -waarde met een constante amplitude van  $5^\circ$ . Bij stijgende frequentie zal de minimale exergie ook toenemen.

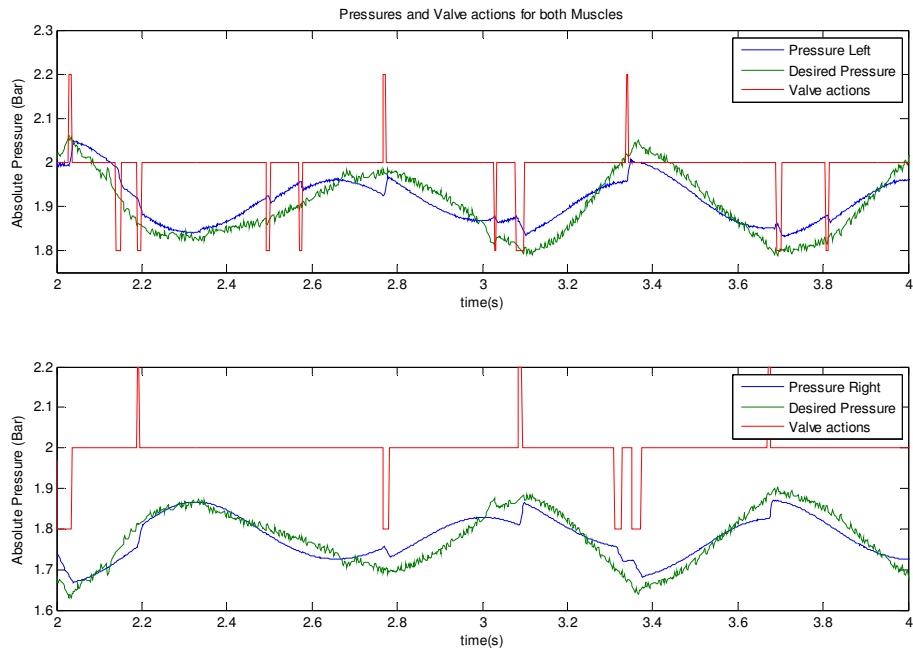
De invloed van de amplitude voor verschillende  $ps$ -waarden geeft volgend resultaat. (figuur 5.13) Er is een lichte afwijking vastgesteld voor een amplitude van  $10^\circ$ . Deze afwijking kan te wijten zijn aan meetfouten die ontstaan zijn tijdens de uitvoering van het experiment.



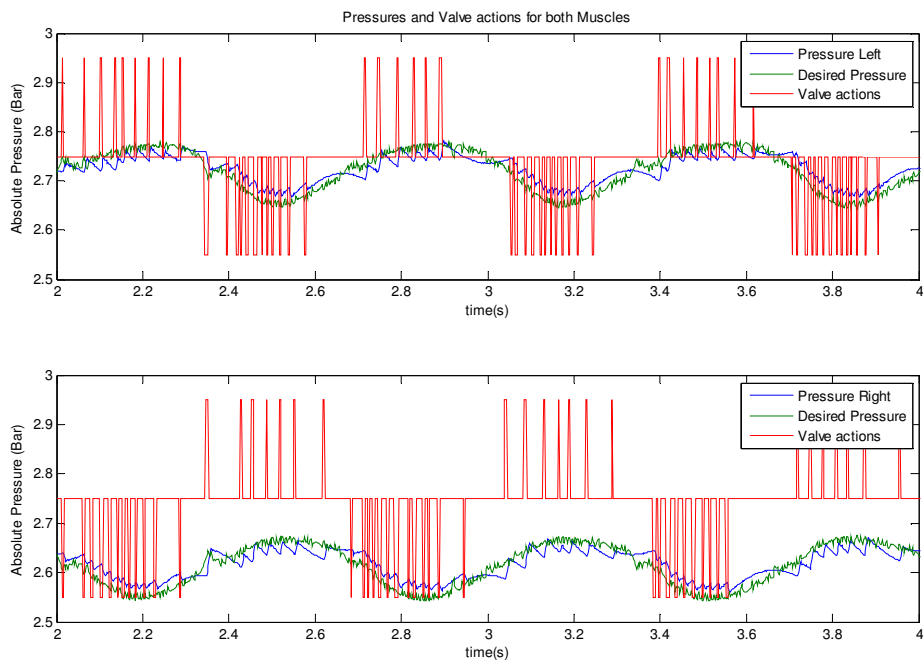
**Figuur 5.13.:** Exergie waarden bij verschillende amplitudes voor  $f = 1.5$  Hz

Voor een bepaalde waarde van de gemiddelde druk zal het verbruik een minimum bereiken, wanneer de frequentie van het gewenste traject gelijk wordt aan deze van de natuurlijke dynamica.

Net zoals in simulatie werd er een vergelijking gemaakt tussen een experiment met optimaal ingestelde stijfheid en een waar de stijfheid dubbel zo groot is. De kleppenacties van deze experimenten worden weergegeven in figuren 5.14 en 5.15. De conclusies zijn echter dezelfde. Een goed ingestelde stijfheid zorgt ervoor dat er minder controleacties nodig zijn en hierdoor daalt het verbruik.



**Figuur 5.14.:** Kleppenactie bij een optimaal ingestelde ps (12.66 Nm) voor  $f = 1.5$  Hz en  $A = 5^\circ$ .



**Figuur 5.15.:** Kleppenactie bij een te hoog ingesteld ps-waarde (25.32 Nm) voor  $f = 1.5$  Hz en  $A = 5^\circ$ .

De experimentele waarden liggen hoger, maar de vergelijking tussen de simulaties en de werkelijke experimenten zijn dezelfde. Verder is het ook duidelijk dat de optimale stijfheid ook berekend kan worden via de globale methode.

Het voordeel van deze methode is dat het een meer globale benadering is in plaats van de stijfheid lokaal te berekenen. Hiermee omzeilt men het probleem dat men ondervindt bij de berekening van de stijfheid bij een moeilijker traject.

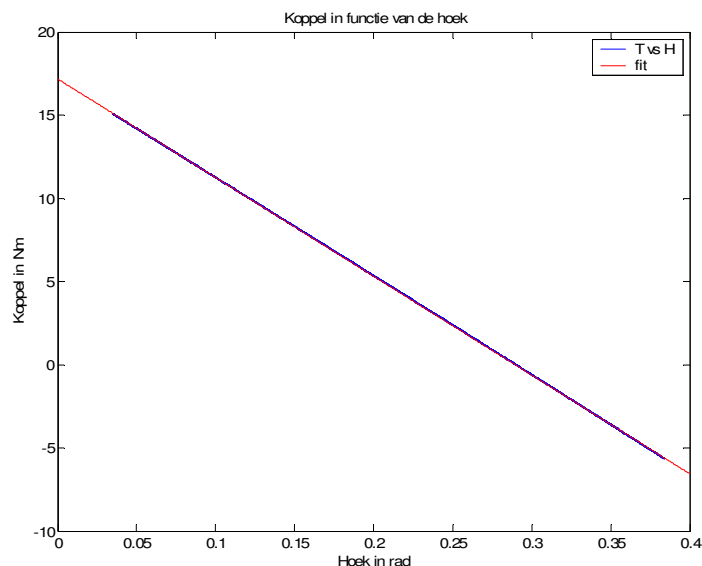
Door de stijfheid goed in te stellen kan er dus wel degelijk bespaard worden op het gebied van het energieverbruik.

### 5.1.2. Sinusvormig traject met een offset.

Om de invloed van de zwaartekracht in rekening te kunnen brengen, werd de evenwichtspositie verschoven met een hoek van  $12^\circ$ .

Doordat de evenwichtspositie nu een hoek vormt met de verticale stand, zal er meer energie nodig zijn om dit traject te kunnen volgen, aangezien de rol van de zwaartekracht groter wordt. Het koppel is ook niet meer symmetrisch rond het evenwichtspunt.

Berekening van de gewenste stijfheid aan de hand van de lineaire regressie tussen de hoek en het koppel.



**Figuur 5.16.:** De lineaire vergelijking is verschoven ten opzichte van het nulpunt, de grafiek werd opgesteld voor  $A = 10^\circ$ ,  $f = 1.5$  Hz en offset =  $12^\circ$ .

Na toepassing van lineaire regressie, verkrijgt men de volgende stijfheid. (5.5)  
Deze is nu wel verschoven ten opzichte van het nulpunt.

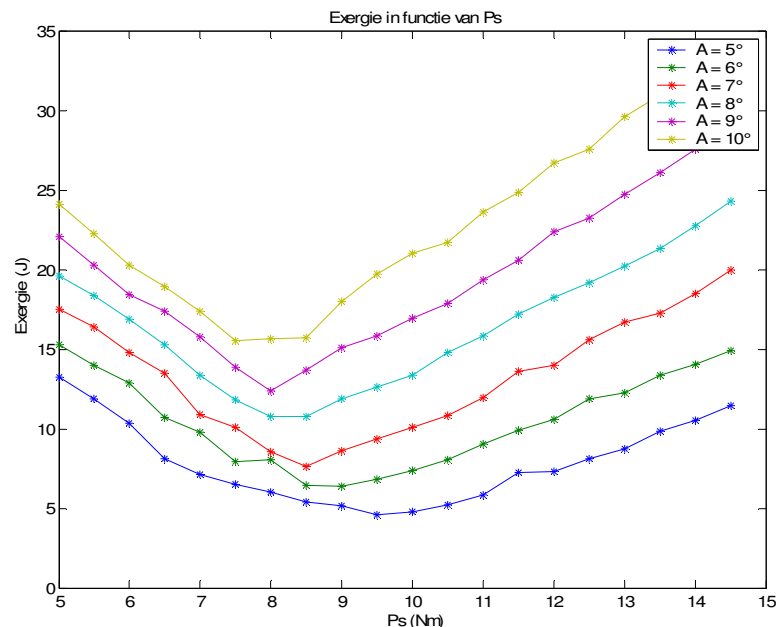
$$\begin{aligned}\tilde{\tau} &= a \cdot \tilde{\theta} + b \\ \tilde{\tau} &= -59.34 \cdot \tilde{\theta} + 17.18 \\ K^{gewenst} &= 59.34 \text{ Nm / rad}\end{aligned}\tag{5.5}$$

Dit toont aan dat de stijfheid weinig afhankelijk is van de offset hoek, maar eerder van de frequentie, aangezien de stijfheid bijna dezelfde is als in (5.4)

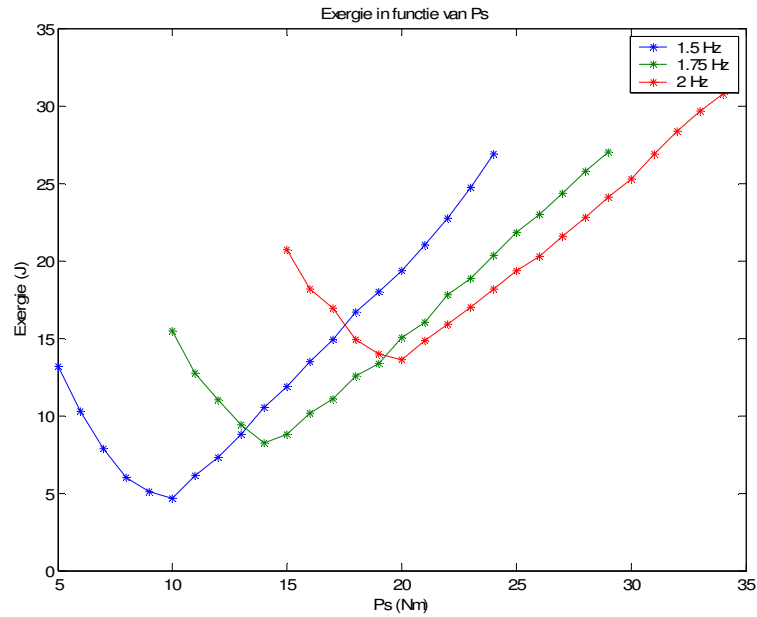
### 5.1.2.1. Resultaten simulatie

De invloed van de offset zorgt ervoor dat de gemiddelde druk moet dalen ten opzichte van een slingerbeweging rond de verticale as. (figuur 5.17) Dit komt omdat de spieren al over een gemiddelde druk moeten beschikken om rond de nieuwe evenwichtspositie te kunnen slingeren. De stijfheid blijft echter dezelfde aangezien deze enkel afhankelijk is van de natuurlijke dynamica. Aangezien dat het eenzelfde slingerbeweging is, moet deze constant blijven.

Indien dezelfde gemiddelde druk wordt ingesteld, zal de eigenfrequentie hoger liggen dan deze berekend bij een traject zonder offset. Hier moet rekening mee gehouden worden en dit wordt ook heel duidelijk in figuur (5.18)



**Figuur 5.17.:** Exergie voor verschillende waarden van  $p_s$  bij verschillende amplitudes met een offset van  $12^\circ$ . Rond de verticale as is het minimum gelegen bij 12 Nm, maar door de reeds ingestelde druk wordt het minimum nu bereikt bij een waarde rond 8 Nm.



**Figuur 5.18.:** De optimale  $p_s$ -waarde ligt lager dan deze berekend voor hetzelfde traject, maar zonder offset. Dit is te wijten aan de reeds aanwezige druk in de spieren. Er blijft echter gelden dat, voor een bepaalde frequentie, er een optimale stijfheid bestaat waar de energie minimaal wordt.

Als laatste experiment werd er een vergelijking gemaakt tussen een positieve en een negatieve offset hoek. Aangezien het gaat over een symmetrisch traject ten opzichte van de verticale, moeten de waarden voor het verbruik dezelfde zijn. In tabel (5.2) komt dit ook naar voren.

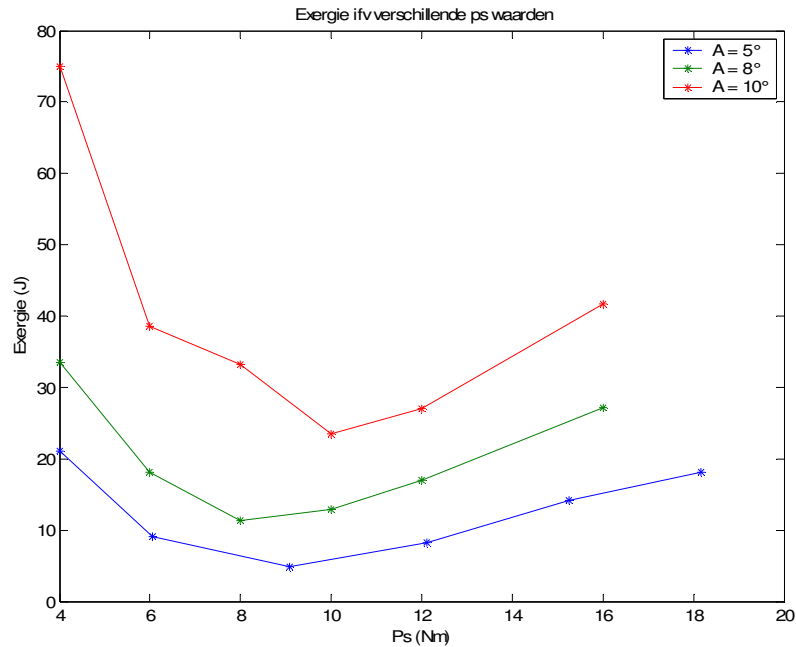
	Offset: 12°	Offset: -12°
Exergie In	421.49 J	410.24 J
Exergie Uit	210.05 J	215.56 J
Luchtstroom In	3.62 mg	3.52 mg
Luchtstroom Uit	3.57 mg	3.61 mg

**Tabel 5.2.:** Vergelijking tussen een offset van 12° en van -12° voor  $p_s = 12.11$  Nm,  $f = 1.5$  Hz en  $A = 10^\circ$

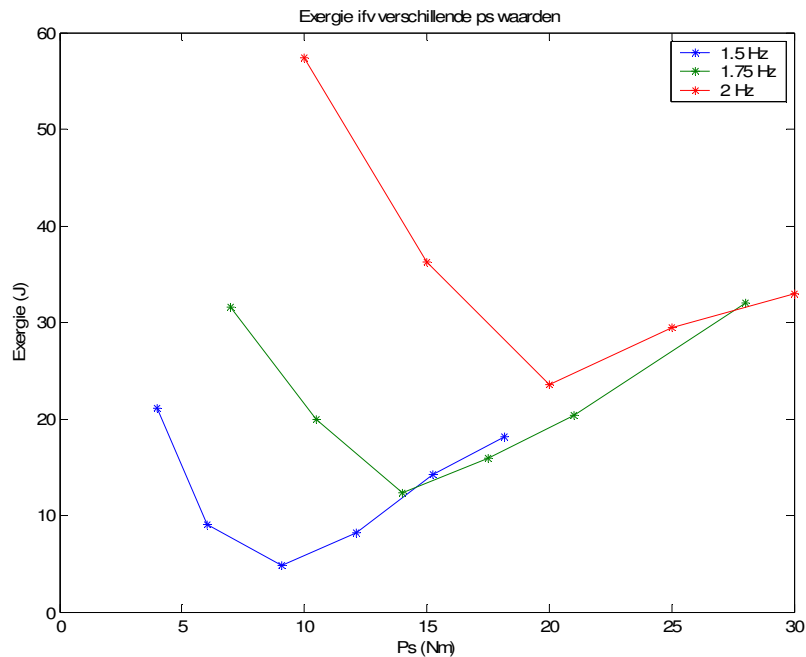
Deze resultaten tonen aan dat het verbruik nog altijd geminimaliseerd kan worden, zelfs indien er een offset is ten opzichte van de verticale as. Echter zal de gemiddelde druk moeten dalen, aangezien er al een druk in de spieren aanwezig moet zijn om de offset hoek als evenwichtspositie te kunnen instellen.

### 5.1.2.2. Resultaten experimenten

Uit de experimentele proeven blijkt ook dat de optimale  $p_s$ -waarde lager liggen dan 12Nm. Echter is er een afwijking voor een amplitude van  $10^\circ$ . Voor de andere amplitudes zijn de minima dezelfde, als deze gevonden in simulatie. (figuur 5.17)



**Figuur 5.19.:** Zoals in simulatie ligt het minimum rond een  $p_s$ -waarde van 8 Nm. Enkel voor een amplitude van  $10^\circ$  wijkt dit minimum af. Deze grafiek werd opgesteld bij een frequentie van 1.5 Hz.



**Figuur 5.20.:** De exergie in functie van verschillende  $p_s$ -waarden bij een constant gehouden frequentie. De minima komen goed overeen met deze



bekomen in de simulatie. Deze grafiek werd opgesteld voor een amplitude van  $5^\circ$ .

Vergelijking tussen positieve en negatieve offset. Zoals blijkt uit de tabel zijn de waarden ook experimenteel zo goed als dezelfde. Dit is ook logisch aangezien het gaat om een symmetrische proef.

	Offset $12^\circ$	Offset $-12^\circ$
Exergie In	733.42 J	779.85 J
Exergie Uit	189.77 J	182.97 J
Luchtstroom In	6.34 mg	6.74 mg
Luchtstroom Uit	5.31 mg	5.68 mg

**Tabel 5.3.:** Experimentele waarden voor twee tegengestelde offset hoeken bij een  $P_s$  van 12.11 Nm en  $A = 10$ .

Ook bij de experimenten blijft de conclusie gelden dat er het verbruik daalt bij een juist ingestelde stijfheid. De resultaten en dus ook de conclusie blijven dezelfde voor zowel simulatie als experiment.

### 5.1.3. Sinusvormig traject met variërende frequentie

Het gewenste traject dat de enkelvoudige slinger moet volgen.

$$\begin{aligned}
 \tilde{\theta} &= \theta_0 + A \cos(\omega_0 t + \omega t^2/2) \\
 \dot{\tilde{\theta}} &= -A(\omega_0 + \omega t) \sin(\omega_0 t + \omega t^2/2) \\
 \ddot{\tilde{\theta}} &= -A(\omega_0 + \omega t)^2 \cos(\omega_0 t + \omega t^2/2) - A\omega \sin(\omega_0 t + \omega t^2/2) \\
 \ddot{\tilde{\theta}} &= A(\omega_0 + \omega t)^3 \sin(\omega_0 t + \omega t^2/2) - 3A\omega(\omega_0 + \omega t) \cos(\omega_0 t + \omega t^2/2)
 \end{aligned} \tag{5.6}$$

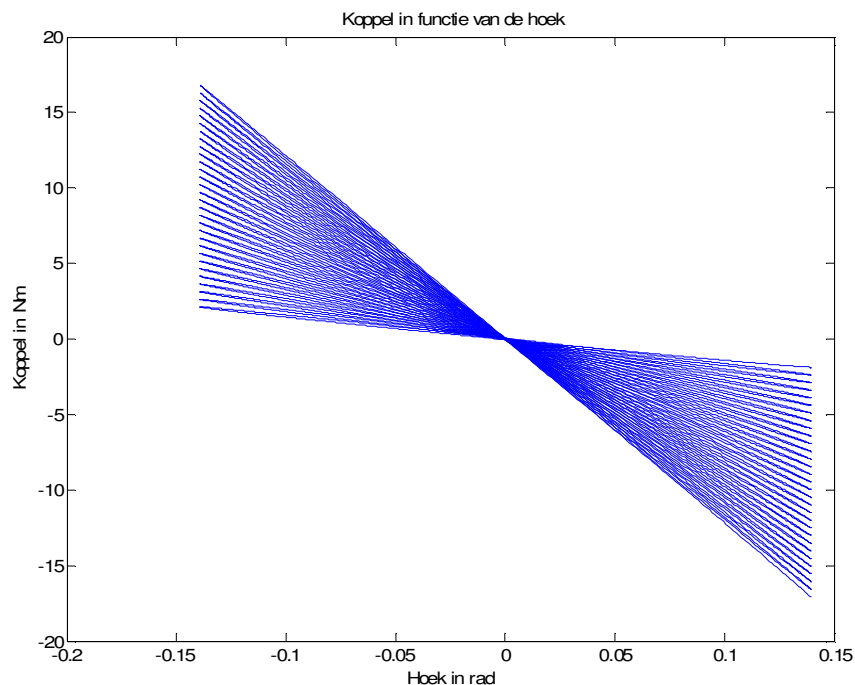
Van dit traject werd berekend dat de stijfheid kan geschreven worden als de volgende vergelijking. [21]

$$\begin{aligned}
 K^{gewenst} &= -\left(-D_{11} \left( (\omega_0 + \omega t)^2 - 6\omega \cot g \left( \omega_0 + \omega t^2/2 \right) \right) + G_{11} \cos(\tilde{\theta}) \right) \\
 K^{gewenst} &= -\left(-D_{11} (\omega_0 + \omega t)^2 + G_{11} \cos(\tilde{\theta}) \right)
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

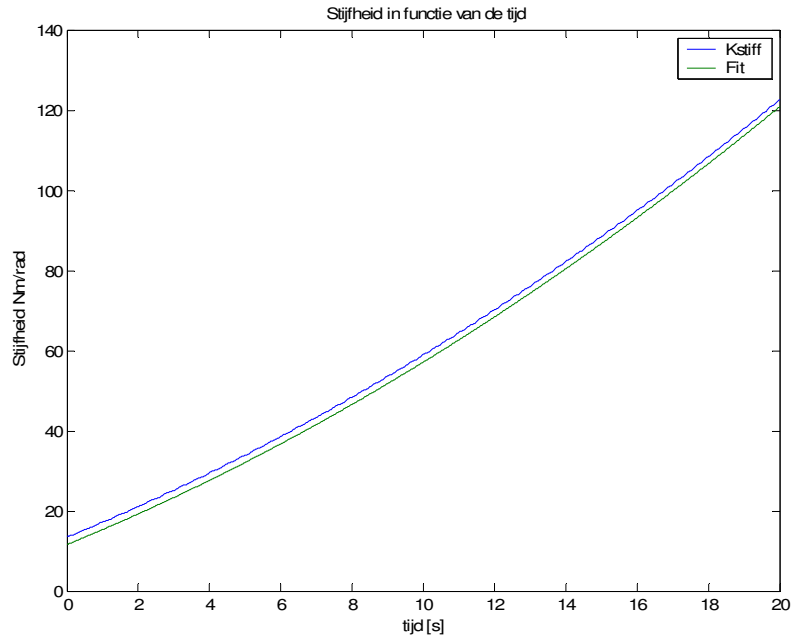
De berekende ideale stijfheid heeft door de term  $6\omega \cot g\left(\omega_0 + \frac{\omega t^2}{2}\right)$  pieken naar oneindig, die echter verwaarloosd kunnen worden waardoor men de ideale stijfheid in functie van de tijd vindt. De stijfheid dient dus toe te nemen met de tijd om in overeenstemming te blijven met de natuurlijke frequentie. Indien dit niet gebeurt, zal de eigenfrequentie van de torsie veer niet meer overeenkomen met de frequentie, die opgelegd wordt.

Indien we van dit traject het koppel uitzetten in functie van de hoek verkrijgen we volgende grafiek (figuur 5.21). De stijgende richtingscoëfficiënten zijn functie van de frequentie die toeneemt met de tijd. Uitzetten van de gevonden richtingscoëfficiënten in functie van de tijd, geeft de volgende vergelijking voor de gewenste stijfheid. (5.8) Zoals weergegeven is de gevonden kwadratische vergelijking bijna gelijk aan deze berekend met formule (5.7). (figuur 5.22)

$$K^{gewenst} = 0.09094t^2 + 3.639t + 11.58 \quad (5.8)$$



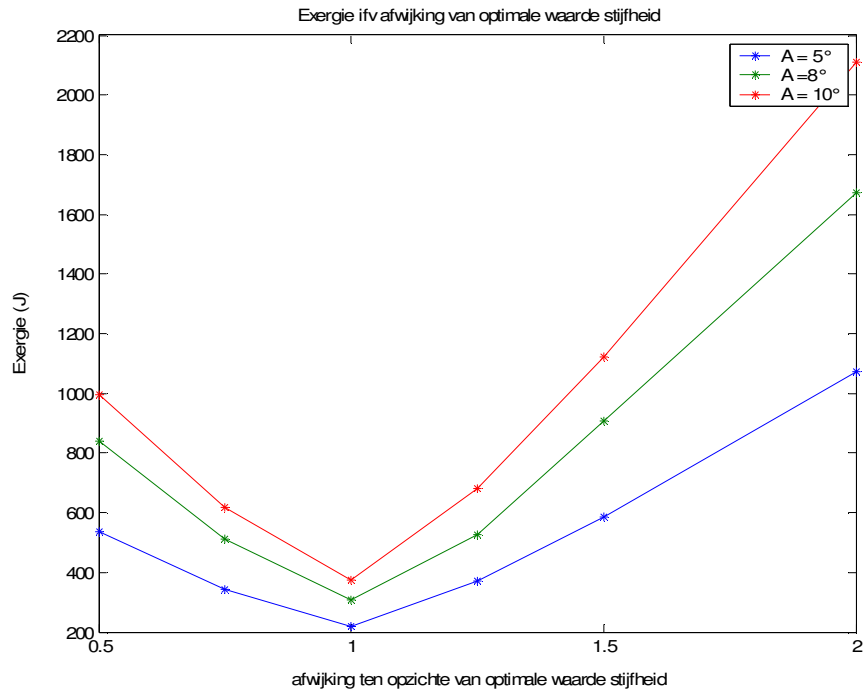
**Figuur 5.21.:** Koppel in functie van de hoek. Door de toenemende frequentie van het traject zullen de richtingscoëfficiënten die de stijfheid voorstellen ook toenemen. Voor  $A = 8^\circ$  en  $f = 1$  tot  $2$  Hz



**Figuur 5.22.:** Stijfheid in functie van de tijd; bekomen door het toepassen van de lineaire regressie (5.8) en door het gebruik van de formule (5.7).

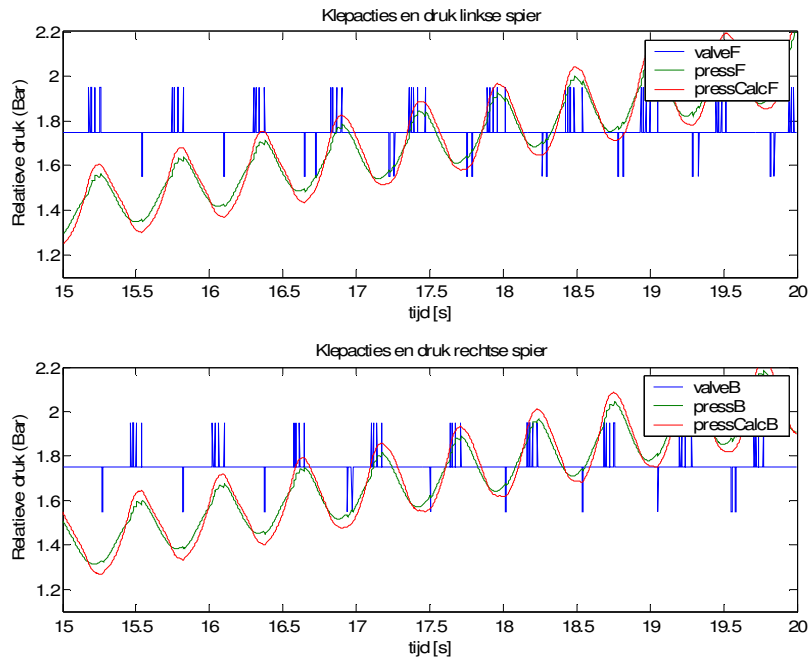
### 5.1.3.1. Resultaten simulatie

Door de stijfheid te laten afwijken van de optimale stijfheid kan men de invloed weergeven op het energieverbruik. Dit werd gedaan voor verschillende amplitudes van het gewenste traject. (figuur 5.23) De conclusie blijft echter dezelfde. Zolang de optimale stijfheid wordt ingesteld, zal het energieverbruik een minimum bereiken. Er werd ook een vergelijking gemaakt met een constant ingestelde stijfheid voor dit traject.

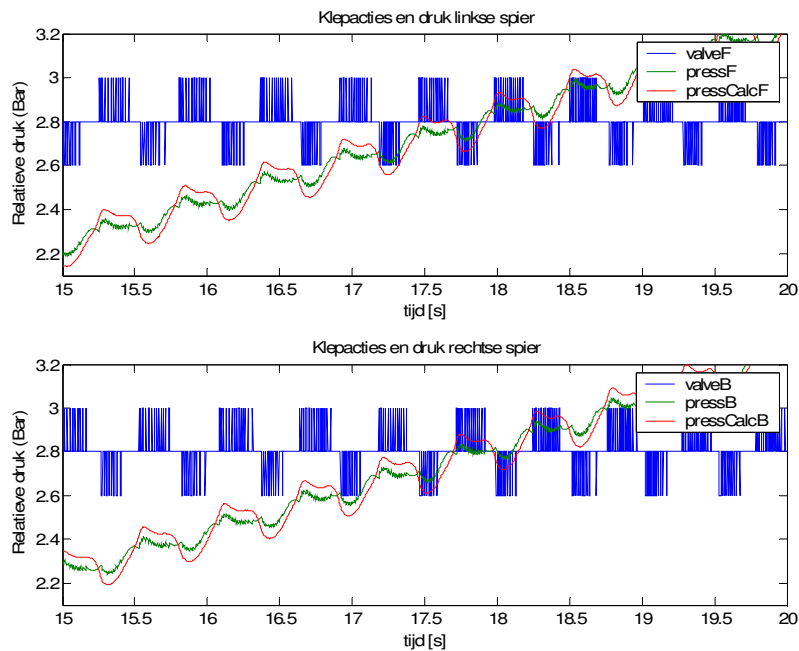


**Figuur 5.23.:** Exergieverbruik voor een simulatietijd van 20s bij verschillende amplitudes. De frequentie neemt lineair met de tijd toe van 1 Hz tot 2 Hz.

De kleppenacties tonen dit ook sterk aan. Indien de stijfheid optimaal is ingesteld, dient er enkel geschakeld te worden omdat de gemiddelde druk moet verhoogd worden. Terwijl bij een te hoog ingestelde stijfheid, er nog bijkomend zal geschakeld moeten worden omdat de druk te hoog wordt voor het te volgen traject. Hierdoor moet de controller sterk corrigeren en bijgevolg zal het verbruik ook sterk toenemen. (figuur 5.24 en 5.25)



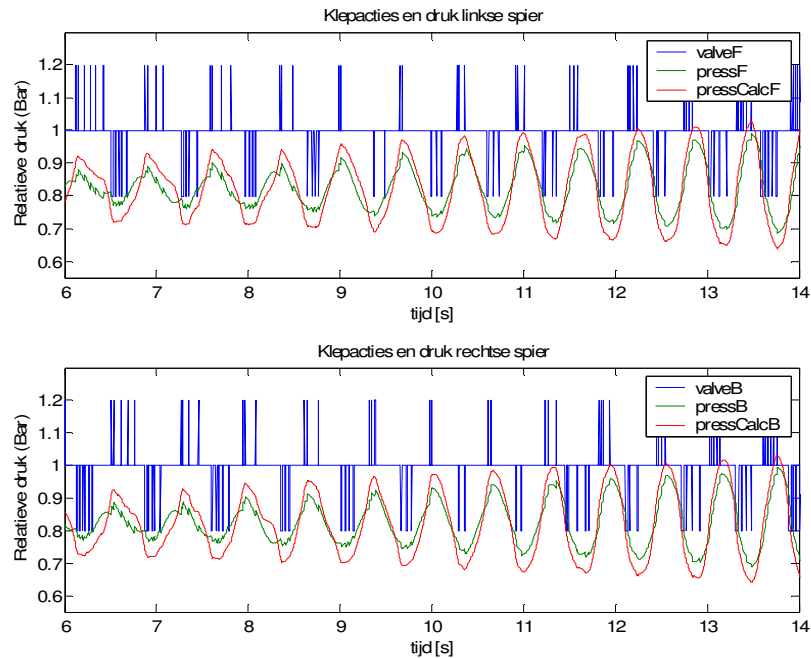
**Figuur 5.24.:** Kleppenschakeling voor een optimaal ingestelde stijfheid bij een lineair toenemende frequentie en voor een amplitude van  $5^\circ$ .



**Figuur 5.25.:** Kleppenschakeling voor hetzelfde traject, maar met een stijfheid die anderhalve maal groter is dan de optimale stijfheid.

Om de invloed te kunnen bespreken van dit traject met lineair toenemende frequentie, werd er zowel gebruik gemaakt van de optimale stijfheid als van een constant gehouden stijfheid. Deze constante waarde is geldig voor een frequentie

van 1.5 Hz. Deze frequentie wordt bereikt bij 10s en dit komt ook naar voor bij de klepschakeling. Bij 10s wordt er weinig geschakeld, maar voor en na 10s dient er vaker geschakeld te worden om het traject te kunnen volgen. (figuur 5.26)

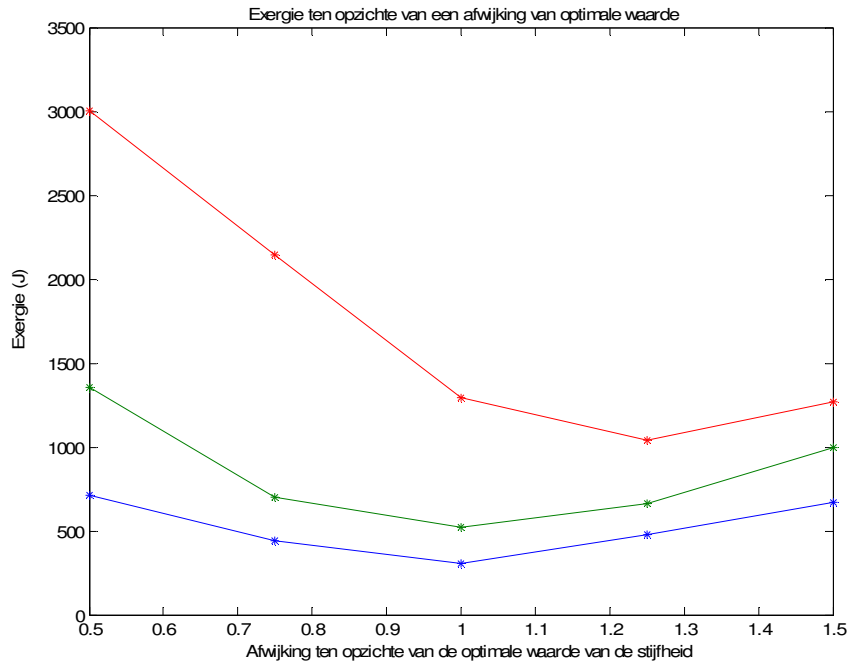


**Figuur 5.26.:** Kleppenschakeling voor een traject waarbij de frequentie lineair toeneemt met de tijd, maar waar de stijfheid constant wordt gehouden op 58.84 Nm.

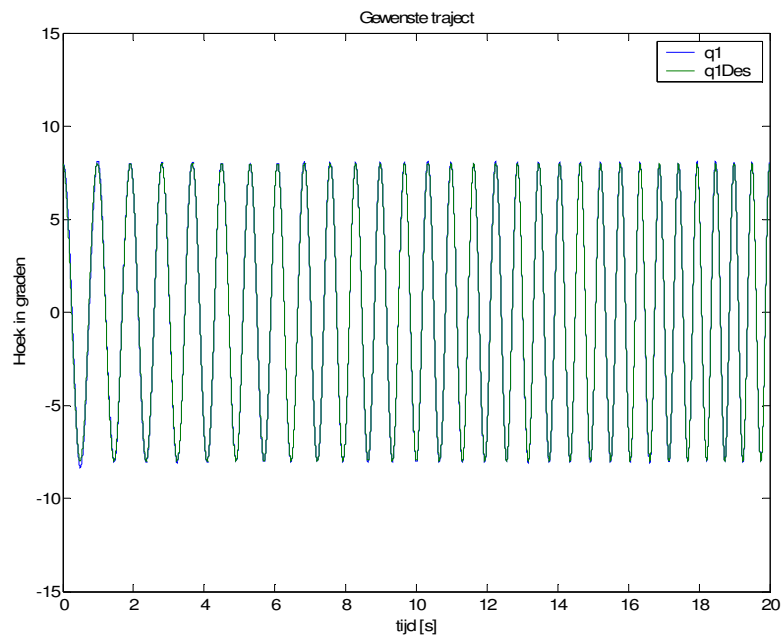
Uit de simulatie blijkt duidelijk dat door de stijfheid in te stellen zoals berekend werd, het verbruik een minimum zal bereiken. Het is ook interessanter om de stijfheid te laten toenemen met de tijd, dan deze constant te houden. Dit is ook normaal, aangezien de frequentie van het gewenste traject ook toeneemt.

### 5.1.3.2. Resultaten experiment

Experimenteel werden dezelfde conclusies vastgesteld die gevonden werden in simulatie. Echter bij een amplitude van  $10^\circ$  bij het beschouwde traject (figuur 5.28) is er een lichte afwijking vastgesteld. Het minimum ligt niet meer op de optimale waarde van de stijfheid, maar op 125% van de optimale waarde. (figuur 5.27) Deze afwijking kan echter ontstaan zijn door de hogere wrijving.



**Figuur 5.27.:** Experimentele resultaten voor de exergie voor een experiment van 20s. De frequentie neemt lineair toe van 1 Hz tot 2 Hz.



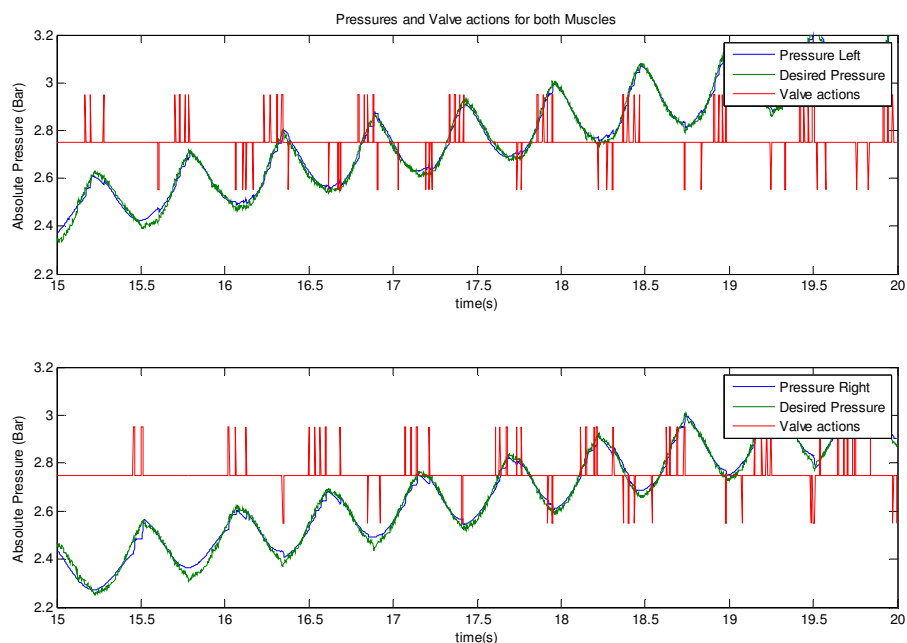
**Figuur 5.28.:** Het gewenste traject wordt door de slinger goed gevolgd bij een optimaal ingestelde stijfheid voor een amplitude van  $8^\circ$

Het foutief instellen van de gemiddelde druk zal bijkomende controleacties vergen om het beschouwde traject te kunnen volgen. Dit komt dan ook tot uiting in zowel

de klepacties als het verbruik. Tabel 5.4 en figuren 5.29 en 5.30 illustreren de gevonden conclusies.

	Stijfheid: 58.8 Nm/rad	Stijfheid via de fit
Exergie In	981.91 J	508.86 J
Exergie Uit	285.30 J	95.56 J
Luchtmassa In	8.49 mg	4.40 mg
Luchtmassa Uit	8.12 mg	1.73 mg

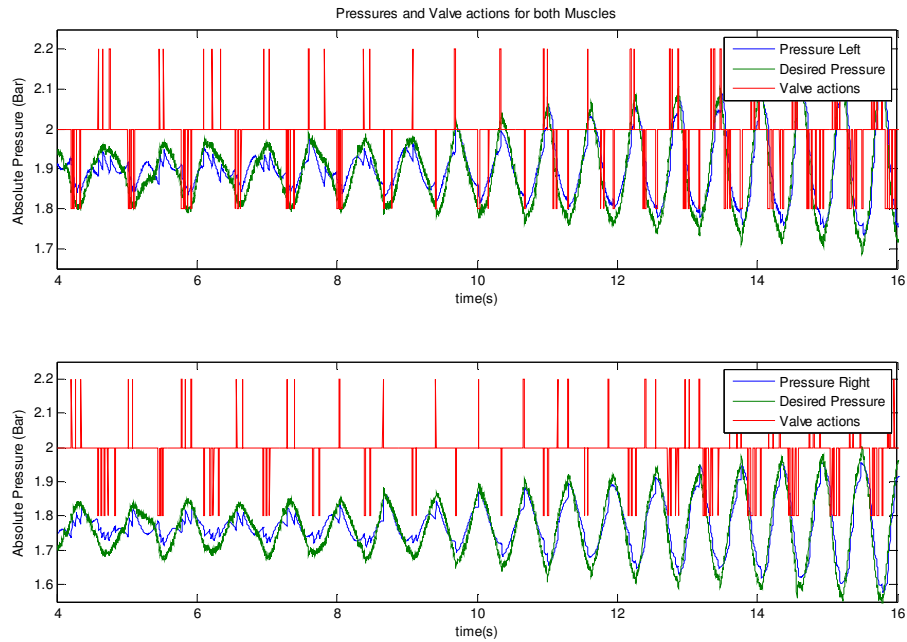
**Tabel 5.4.:** Vergelijking tussen een variërende stijfheid en een constant gehouden stijfheid voor  $A = 5^\circ$ .



**Figuur 5.29.:** Kleppenschakeling bij een optimaal ingestelde stijfheid voor een traject, waarvan de frequentie lineair toeneemt tussen 1 en 2 Hz en bij een amplitude van  $5^\circ$ .

Net zoals in simulatie dient er enkel geschakeld te worden om de gemiddelde druk te doen toenemen. Bij het constant houden van de stijfheid zal er enkel weinig geschakeld worden op het moment dat de natuurlijke dynamica goed wordt uitgespeeld. Voor de andere tijdstippen zijn er meer controleacties nodig.





**Figuur 5.30.:** Kleppenschakeling bij een constante stijfheid van 58.84 Nm/rad voor een traject waarvan de frequentie lineair toeneemt tussen 1 en 2 Hz en een amplitude van  $5^\circ$ . Er wordt duidelijk minder geschakeld rond 10s waar de frequentie gelijk is aan 1.5 Hz

Zoals blijkt zowel uit de simulatie als uit de experimenten is de stijfheid afhankelijk van de frequentie van het te volgen traject. Dit is ook normaal want de natuurlijke dynamica van de slinger is hiervan ook afhankelijk. Dus bij een stijgende frequentie dient de gemiddelde druk in de spieren toe te nemen opdat het scharnier stijver wordt.

Uit deze experimenten komt goed naar voor dat de globale methode voor de berekening van de stijfheid ook kan gebruikt worden en goede resultaten oplevert. Hiermee kunnen dan de problemen ontweken worden, die ontstaan door gebruik te maken van de definitie bij de berekening van de gewenste optimale stijfheid.

#### 5.1.4. Som van twee sinussen als te volgen traject.

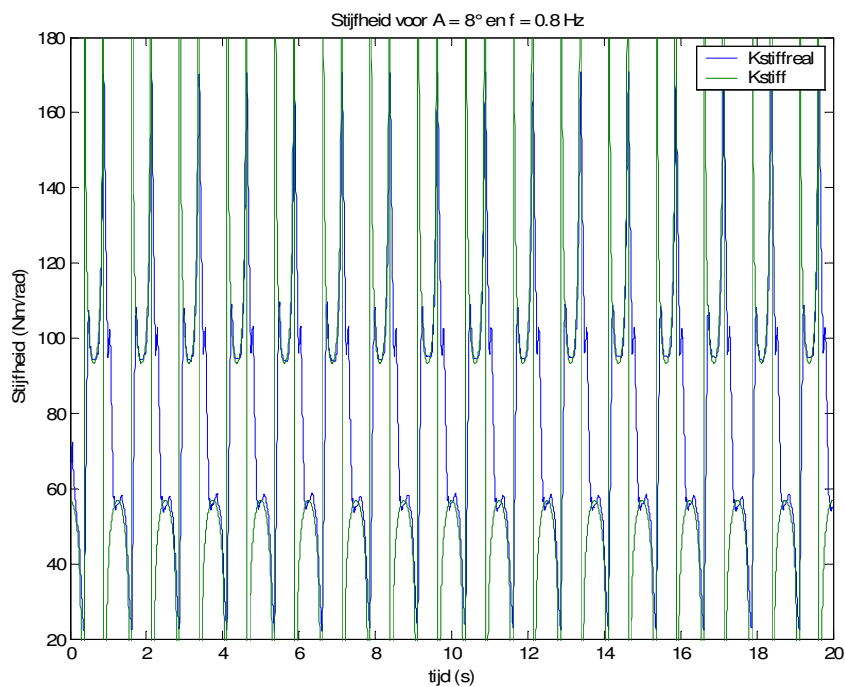
Het gewenste traject dat opgelegd wordt, heeft de volgende vergelijking. (5.9)

$$\begin{aligned}
\tilde{\theta} &= \theta_0 + A \cos(\omega t) + A \cos(2\omega t) \\
\dot{\tilde{\theta}} &= -A\omega \sin(\omega t) - 2A\omega \sin(2\omega t) \\
\ddot{\tilde{\theta}} &= -A\omega^2 \cos(\omega t) - 4A\omega^2 \cos(2\omega t) \\
\dddot{\tilde{\theta}} &= A\omega^3 \sin(\omega t) + 8A\omega^3 \sin(2\omega t)
\end{aligned}
\tag{5.9}$$

Indien men de stijfheid berekent van dit traject, verkrijgt men de volgende vergelijking. (5.10)

$$\begin{aligned}
K^{\text{gewenst}} &= -\frac{d\tilde{\tau}}{d\tilde{\theta}} \\
K^{\text{gewenst}} &= -\left( -D_{11}\omega^2 \left( \frac{1+16\cos(\omega t)}{1+4\cos(\omega t)} \right) + G_{11} \cos(\tilde{\theta}) \right)
\end{aligned}
\tag{5.10}$$

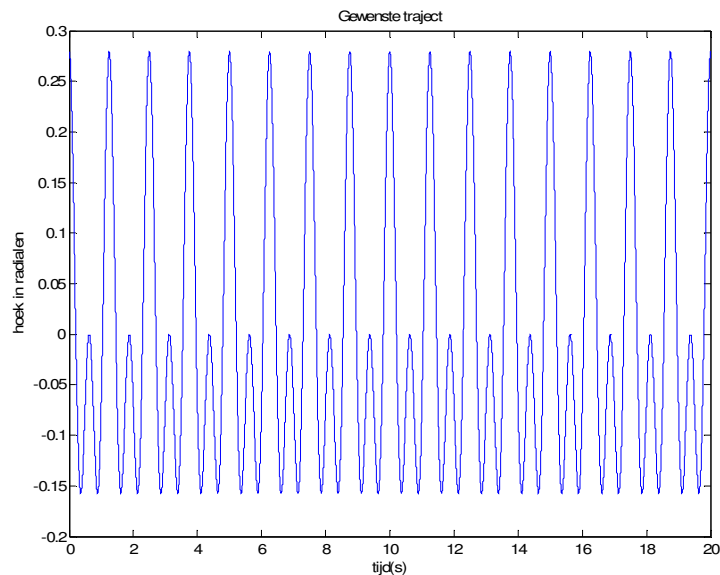
De breuk in deze formule is verantwoordelijk voor de pieken naar oneindig wanneer de noemer nul wordt. Dit gebeurt wanneer de slinger van richting verandert. (figuur 5.31)



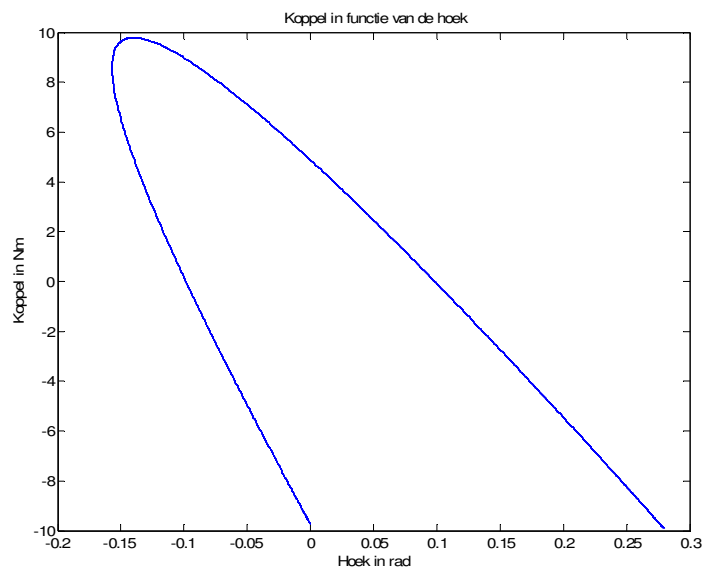
**Figuur 5.31.:** Berekening van de stijfheid via de definitie voor dit traject. De natuurlijke stijfheid van de spieren kan de gewenste stijfheid niet volgen, omdat deze afhangt van de luchtstroming en de massadebieten.

Zoals blijkt uit de vorige trajecten kan de stijfheid echter ook berekend worden door gebruik te maken van lineaire regressie tussen het gewenste koppel en de gewenste hoek. (figuur 5.32) Dit geeft dan de volgende grafiek. (figuur 5.33) Op

bepaalde plaatsen zal de ogenblikkelijke afgeleide naar de hoek oneindig worden. Deze worden niet mee beschouwd in de lineaire regressie, maar worden wel berekend met formule (5.10). Echter zal er bestudeerd worden hoe deze overgang het best gemaakt dient te worden om het aantal klepschakelingen zo veel mogelijk te beperken.



**Figuur 5.32.:** Gewenst traject voor een amplitude van  $8^\circ$  en frequentie van 0.8 Hz



**Figuur 5.33.:** Koppel in functie van de hoek voor een amplitude van  $8^\circ$  en frequentie van 0.8 Hz

Uit deze plot kunnen twee verschillende stijfheden bepaald worden door het toepassen van lineaire regressie. (figuren 5.34 en 5.35) Voor dit traject ( $A = 8^\circ$ )

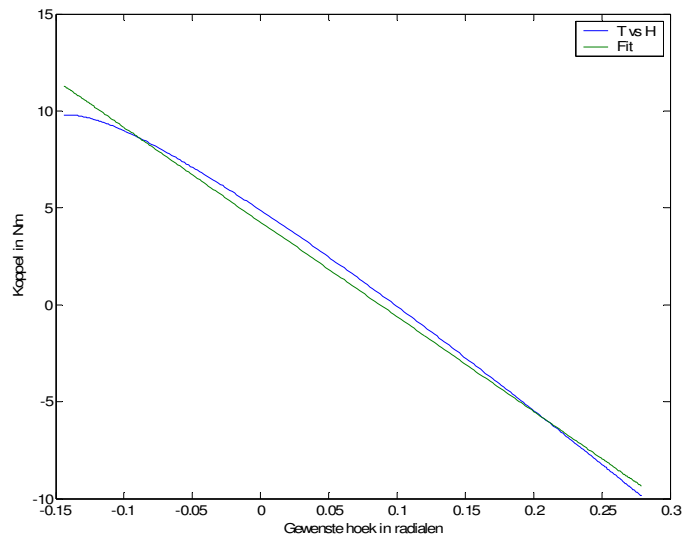
geeft dit de volgende twee vergelijkingen (5.11 en 5.12). De andere twee gelden voor  $f = 0.8$  Hz, maar met een amplitude van  $5^\circ$ .

$$\tilde{\tau} = -48.83\tilde{\theta} + 4.266 \quad (5.11)$$

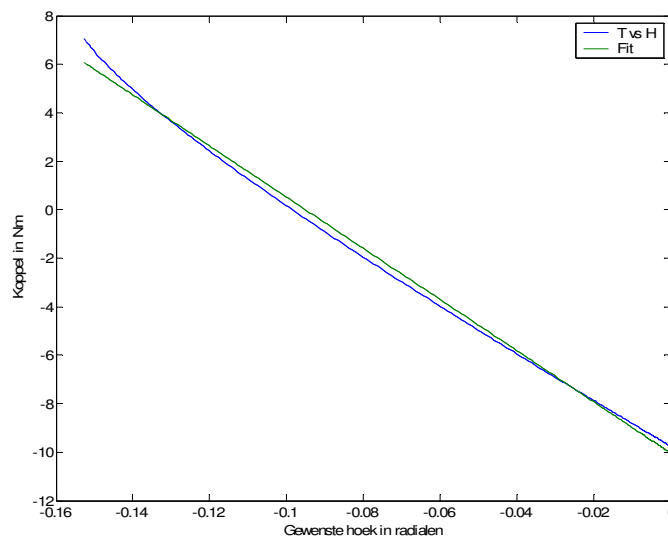
$$\tilde{\tau} = -105.5\tilde{\theta} - 10.03 \quad (5.12)$$

$$\tilde{\tau} = -48.71\tilde{\theta} + 2.668 \quad (5.13)$$

$$\tilde{\tau} = -103.1\tilde{\theta} - 6.217 \quad (5.14)$$

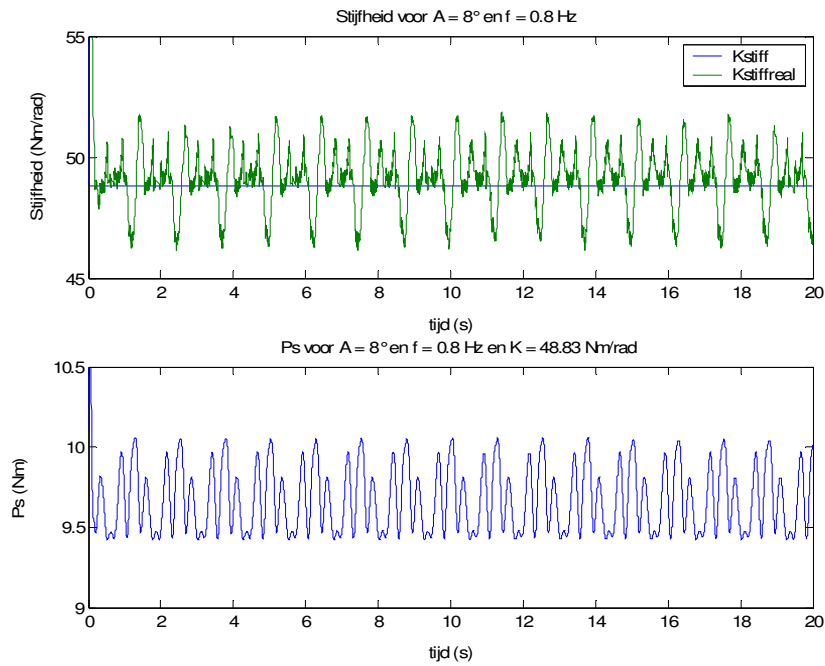


**Figuur 5.34.:** Door lineaire regressie vindt men de vergelijking (5.11) terug. Deze vergelijking geldt voor de grote slingerbeweging van 0.279 tot -0.15 radialen

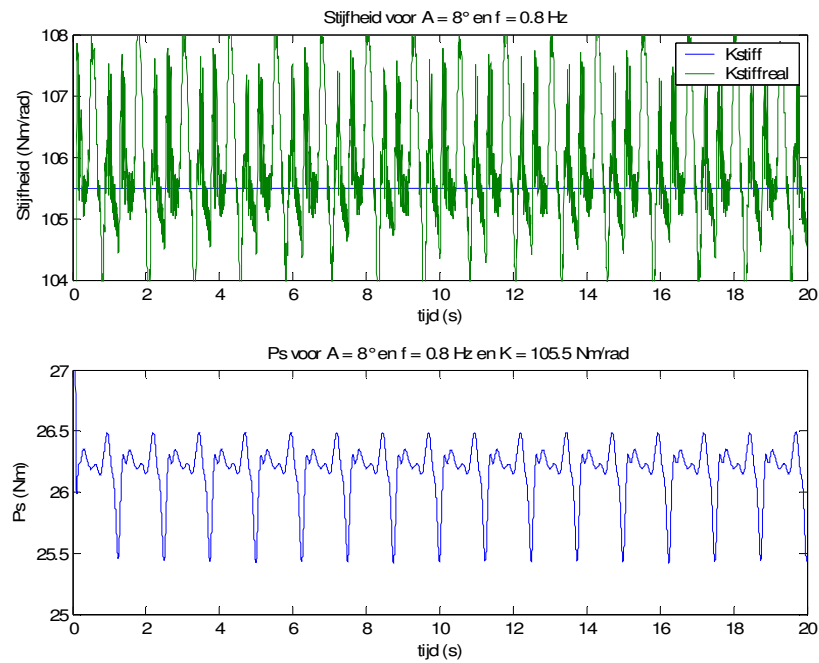


**Figuur 5.35.:** Toepassing van de lineaire regressie op deze data geeft vergelijking. (5.12) Deze vergelijking geldt voor de kleine slingerbeweging van -0.15 tot 0.15 radialen.

Bij deze gewenste stijfheid horen ook twee waarden voor de gemiddelde druk van de spieren. Figuren 5.36 en 5.37 geven de bekomen  $p_s$ -waarden weer.

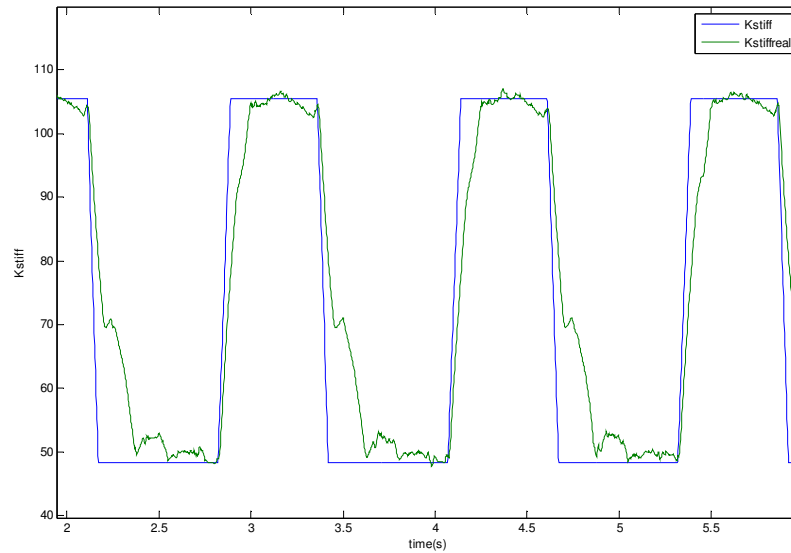


**Figuur 5.36.:**  $p_s$ -waarde berekend uit een stijfheid van 48.83 Nm/rad

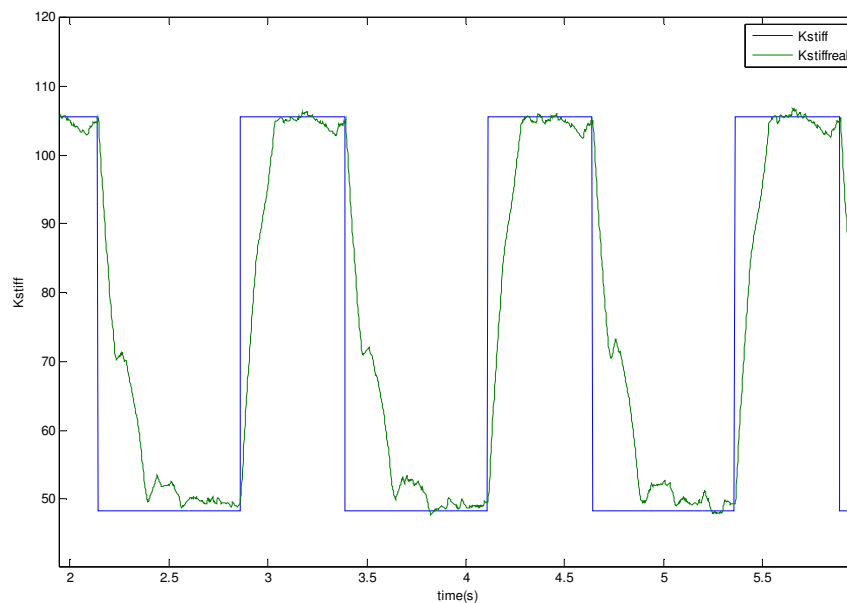


**Figuur 5.37.:**  $p_s$ -waarden die horen bij berekende stijfheid voor  $K = 105.5 \text{ Nm/rad}$

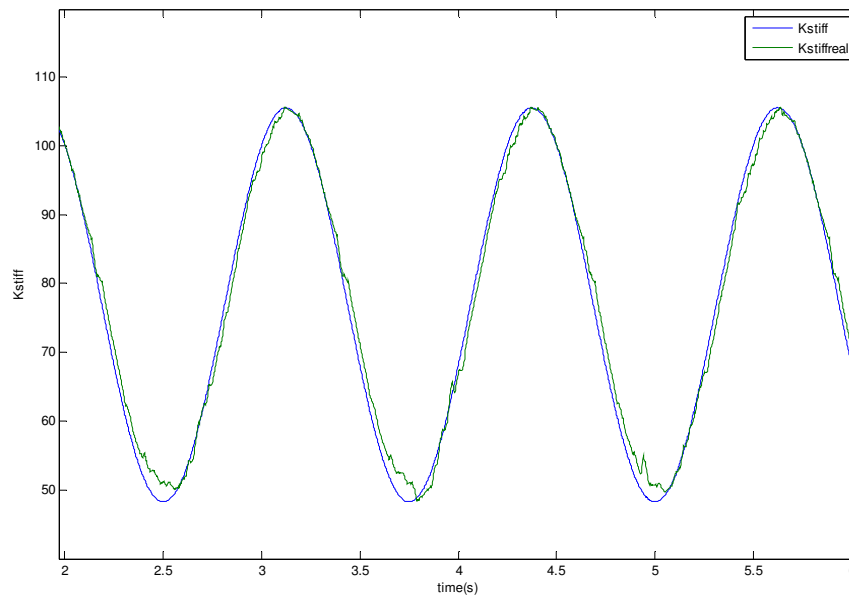
Uit de plot verkrijgt men twee stijfheden, namelijk 48.83 en 105.5 Nm/rad; deze kunnen op verschillende manieren opgelegd worden. Men kan een blokvorm opleggen tussen beide waarden of men kan zorgen dat de overgang tussen de twee verschillende stijfheden geleidelijk aan gebeurt. Als laatste kan men ook de stijfheid constant houden op een van de twee gevonden waarden.



**Figuur 5.38.:** De stijfheid varieert met een lineaire overgang tussen beide waarden bekomen uit de lineaire regressie.



**Figuur 5.39.:** Zuivere blokgolf tussen de beide gewenste stijfheden



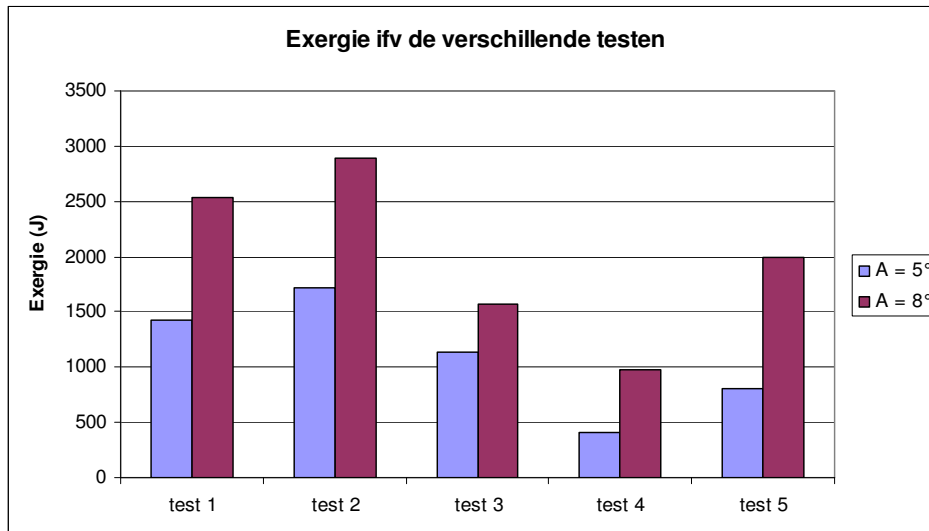
**Figuur 5.40.:** Sinusvormige functie voor het opleggen van de gewenste stijfheid

Zoals duidelijk blijkt uit de experimentele figuren (5.18, 5.19, 5.20) is het onmogelijk de gewenste stijfheid goed te volgen bij een blokgolf. Dit komt omdat de stijfheid bepaald wordt door de relatieve druk en deze is beperkt door de maximale luchtstromingsdebieten die kunnen gehaald worden doorheen de kleppen.

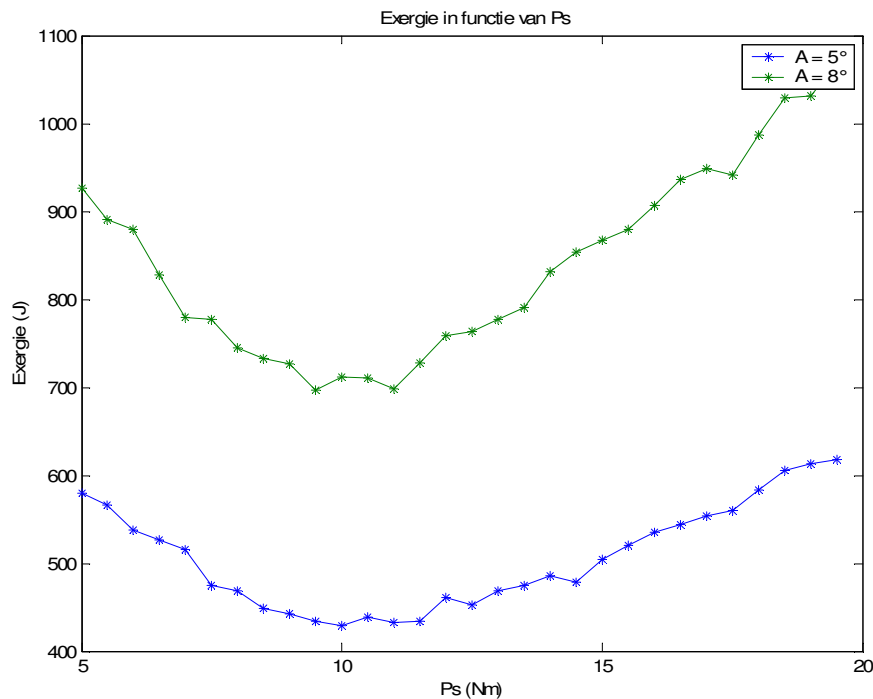
#### **5.1.4.1. Resultaten simulatie**

De resultaten van al de verschillende manieren worden samengevat weergegeven in de volgende tabel 5.5. De eerste test is het aanleggen van de twee verschillende waarden, maar met een lineaire overgang tussen beide stijfheden, zoals weergegeven in figuur (5.38). De tweede test legt een zuivere blokgolf aan, voor de stijfheid. (figuur 5.39) Het niet kunnen volgen van de druk bij deze twee stijfheden, zorgt ervoor dat er meer geschakeld zal worden. Voor de derde test wordt er gebruik gemaakt van een continu signaal, namelijk een sinusvormig signaal. (figuur 5.40) Hierdoor daalt het verbruik tegenover de twee voorgaande methodes. De laatste twee testen zijn voor een constante stijfheid. Deze geeft een minimum voor  $p_s = 9.5$  Nm. Die waarde geldt voor beide amplitudes. Om te kunnen besluiten dat bij deze constante  $p_s$  -waarde, de exergie effectief de laagste

is, werden in simulatie verschillende waarden opgelegd voor beide amplitudes. Het resultaat wordt weergegeven in grafiek (5.41) en toont effectief dat het minimum ligt rond de berekende waarde. Aangezien de lineaire regressie op verschillende manieren kan worden uitgevoerd, is het normaal dat er een ruimer gebied is waarvoor de exergie een minimum bereikt.



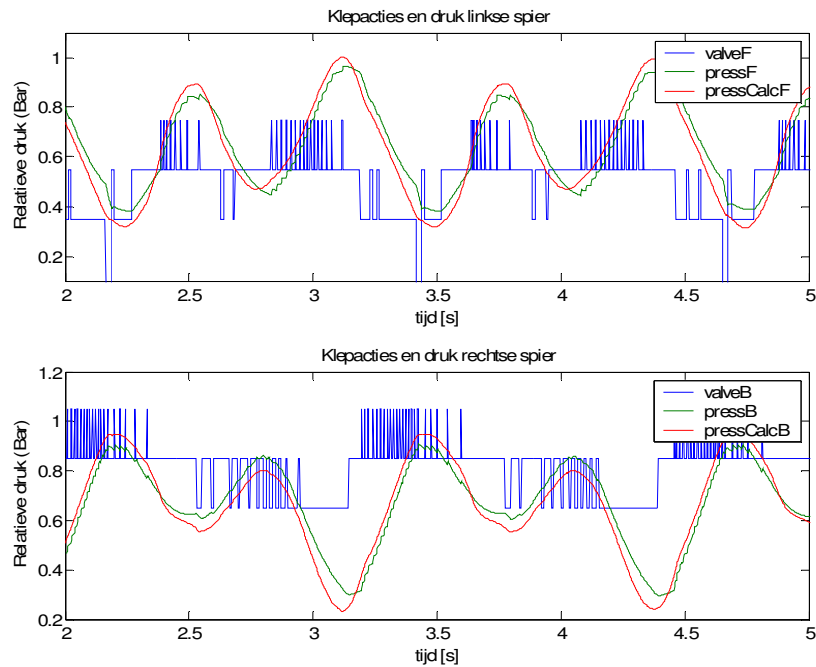
**Tabel 5.5.:** Exergie voor een simulatietijd van 20s voor  $f = 0.8$  Hz. Het minimum wordt bereikt bij een constante ps van 9.5 Nm (test 4)



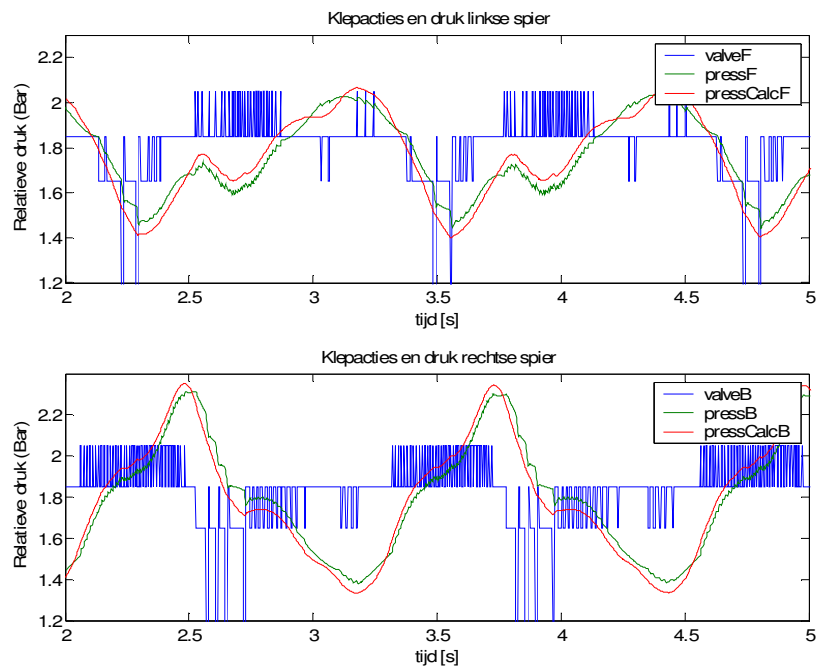
**Figuur 5.41.:** Exergie voor een simulatietijd van 20s voor verschillende ps-waarden en  $f = 0.8$  Hz. Het minimum wordt bereikt op de berekende waarde voor beide amplitudes



Uit de plots van de klepacties valt ook duidelijk op dat, indien de druk niet goed is ingesteld, de controller veel moet bijregelen om de gewenste druk op te leggen. (figuur 5.42 en 5.43)



**Figuur 5.42.:** Klepacties voor  $K = 48.83 \text{ Nm/rad}$  ( $p_s = 9.5 \text{ Nm}$ ) voor  $A = 8^\circ$ ,  $f = 0.8 \text{ Hz}$

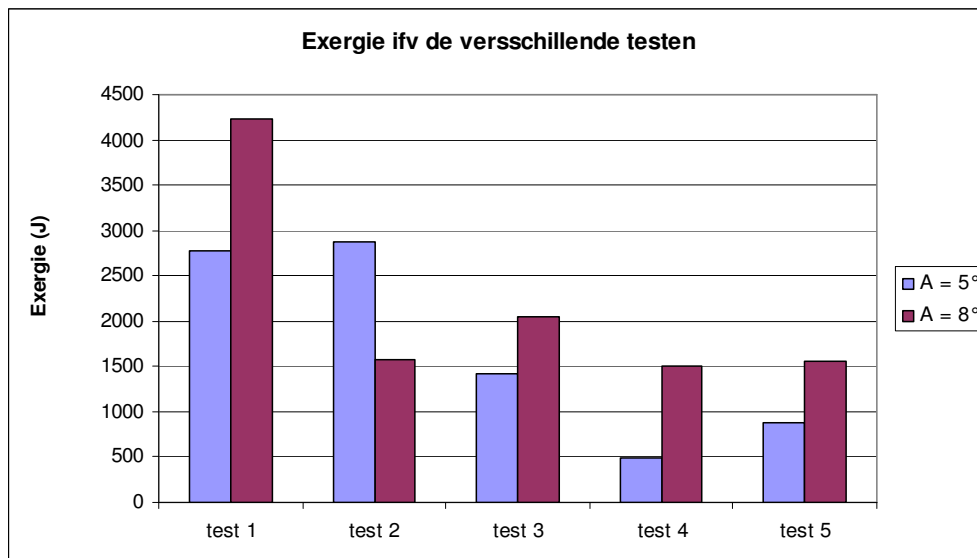


**Figuur 5.43.:** Klepacties voor  $K = 105.5 \text{ Nm/rad}$  ( $p_s = 26.1 \text{ Nm}$ ) voor  $A = 8^\circ$ ,  $f = 0.8 \text{ Hz}$

Uit deze resultaten blijkt dat het voordeliger is om de ideale stijfheid voortdurend te laten variëren in plaats van een blokgolf aan te leggen. Dit komt omdat een discontinu signaal te snel verandert en dat hierdoor de slinger niet kan volgen. Er zijn namelijk beperkingen op het massadebiet, dat kan stromen door de kleppen en de buisjes en dit heeft als gevolg dat de controller hierop zal reageren door meer controleacties uit te voeren; wat het verbruik niet ten goede komt.

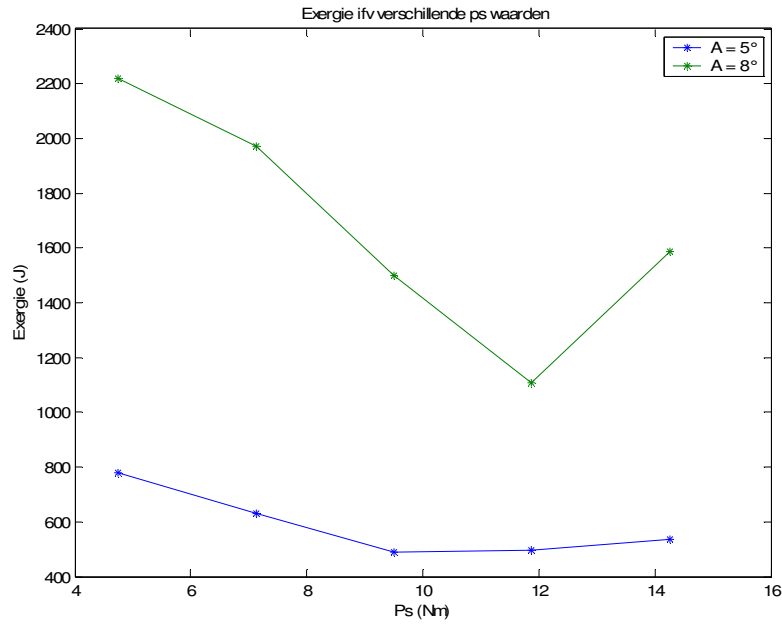
### 5.1.4.2. Resultaten experiment

De gevonden conclusies in de simulatie werden ook experimenteel overgedaan en geven voor de verschillende manieren de volgende resultaten. (tabel 5.6) Ook nu weer is de eerste test een blokgolf met een lineaire overgang tussen beide waarden, terwijl de tweede test een zuivere blokgolf is. Voor het derde experiment wordt een sinus opgelegd en de laatste twee zijn uitgevoerd met een constante stijfheid. De exergie bereikt een minimum voor  $p_s = 9.5$  Nm. Dit komt overeen met de berekende stijfheid.

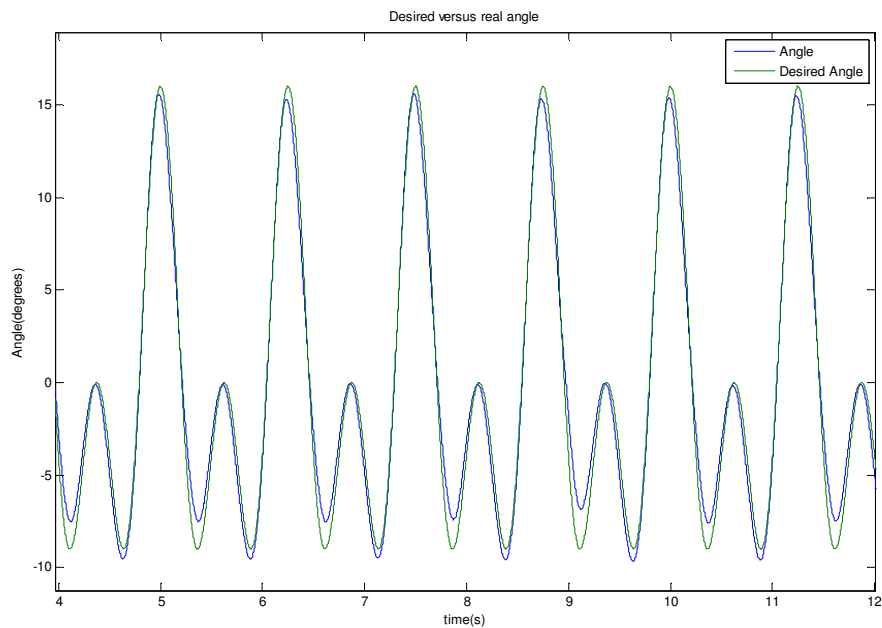


**Tabel 5.6.:** Exergie voor experiment van 20s bij verschillende testen voor het opleggen van de stijfheid bij een  $f = 0.8$  Hz.

Experimenteel werden er ook testen uitgevoerd voor afwijkende waarden van de optimale  $p_s$ -waarden. De resultaten worden weergegeven in volgende grafiek. (figuur 5.44) Er bestaat echter een lichte afwijking voor een amplitude van  $8^\circ$ . Daar ligt het minimum niet op de berekende waarde.

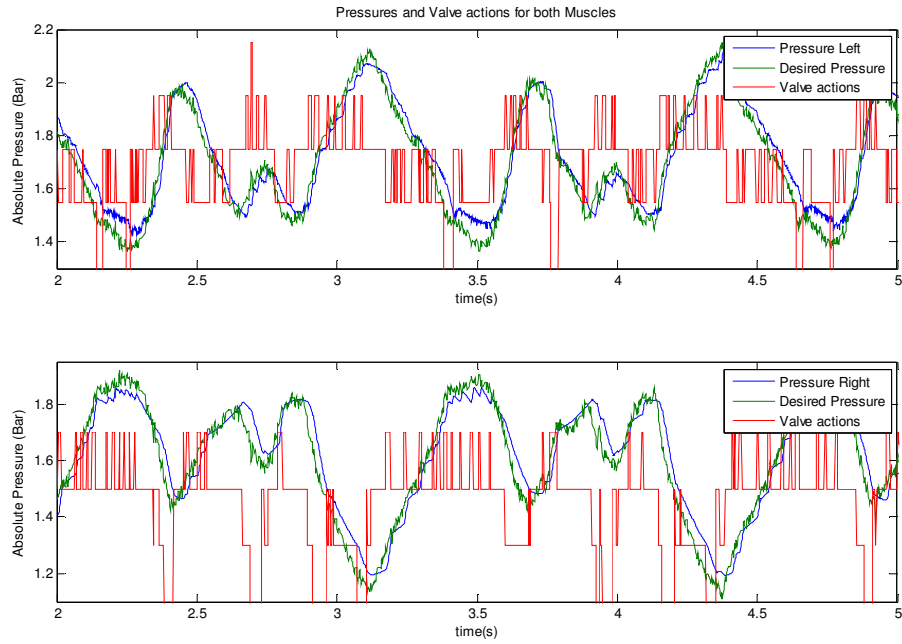


**Figuur 5.44.:** Exergie in functie van verschillende  $p_s$  -waarden over een tijd van 20s bij een frequentie van 0.8 Hz.

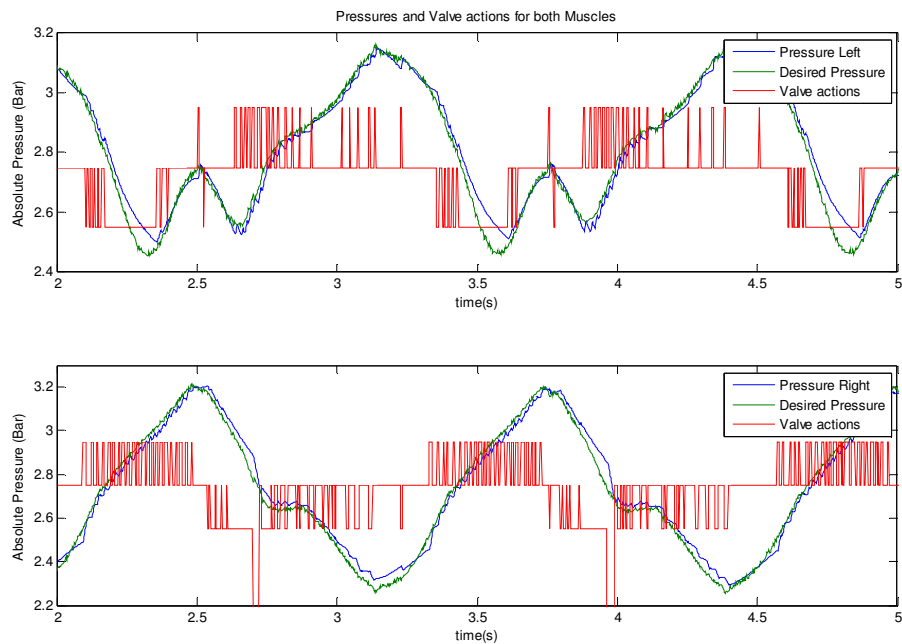


**Figuur 5.45.:** Grafiek van het gewenste traject en het werkelijk gevolgd traject voor  $p_s = 9.5$  Nm,  $A = 8^\circ$  en  $f = 0.8$  Hz

Zowel via simulatie als experimenteel blijkt dat voor dit traject de beste stijfheid om zo weinig mogelijk energie te verbruiken, een constante stijfheid is bij 48.83 Nm/rad ( $p_s = 9.5$  Nm). (figuur 5.46) Het instellen van de andere stijfheid, 105.5 Nm/rad, zal meer controleacties tot gevolg hebben. (figuur 5.47)



**Figuur 5.46.:** Absolute drukken en klepschakelingen voor een constante stijfheid van 48.83 Nm/rad, opgesteld voor een frequentie van 0.8 Hz en amplitude van  $8^\circ$ .



**Figuur 5.47.:** Klepschakelingen voor een constante stijfheid van 105.5 Nm/rad

Ook voor dit traject gelden de conclusies, die reeds gevonden werden voor het traject. Het is dus interessanter om de stijfheid constant te houden. De stijfheden

zijn ook zo goed als hetzelfde, wat ook conform is met de gevonden conclusie: namelijk dat deze enkel afhankelijk is van de frequentie en niet van de amplitude.

### 5.1.5. Som van twee sinussen met stijgende frequentie

Als laatste traject werd er voor de enkelvoudige slinger een traject gevolgd met een stijgende frequentie. Dit heeft ook als gevolg dat de stijfheid moet toenemen in functie van de tijd.

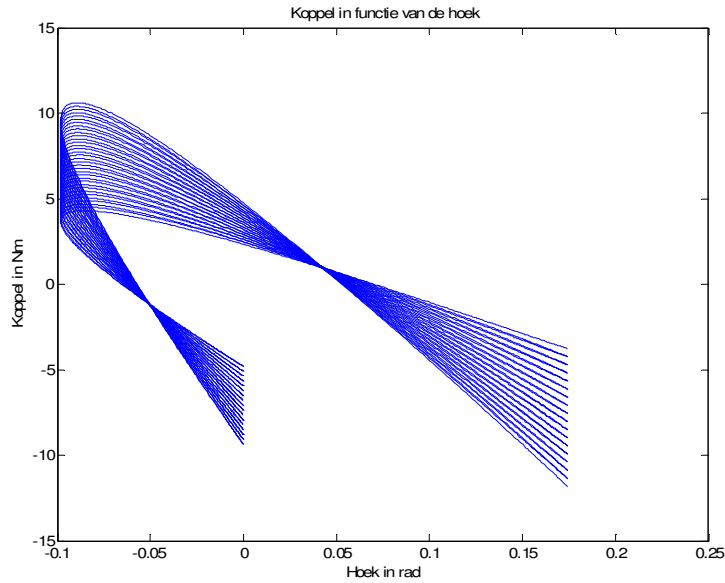
Amplitude	5°
Frequentie	0.7 - 1 Hz

**Tabel 5.7.:** Parameters voor de amplitude en de twee grenzen tussen dewelke, de frequentie lineair toeneemt met de tijd

Uitwerking van de vergelijkingen geeft de volgende functies voor de gewenste hoek en de afgeleiden hiervan. (5.15)

$$\begin{aligned}
 \tilde{\theta} &= \theta_0 + A \cos(\omega_0 t + \omega t^2/2) + A \cos(2(\omega_0 t + \omega t^2/2)) \\
 \dot{\tilde{\theta}} &= -A(\omega_0 + \omega t) \sin(\omega_0 t + \omega t^2/2) - 2A(\omega_0 + \omega t) \sin(2(\omega_0 t + \omega t^2/2)) \\
 \ddot{\tilde{\theta}} &= -A(\omega_0 + \omega t)^2 \cos(\omega_0 t + \omega t^2/2) - A\omega \sin(\omega_0 t + \omega t^2/2) \\
 &\quad - 4A(\omega_0 + \omega t)^2 \cos(2(\omega_0 t + \omega t^2/2)) - 2A\omega \sin(2(\omega_0 t + \omega t^2/2)) \\
 \ddot{\tilde{\theta}} &= A(\omega_0 + \omega t)^3 \sin(\omega_0 t + \omega t^2/2) - 3A\omega(\omega_0 + \omega t) \cos(\omega_0 t + \omega t^2/2) \\
 &\quad + 8A(\omega_0 + \omega t)^3 \sin(2(\omega_0 t + \omega t^2/2)) - 12A\omega(\omega_0 + \omega t) \cos(2(\omega_0 t + \omega t^2/2))
 \end{aligned} \tag{5.15}$$

Indien men voor dit traject het gewenste koppel plot in functie van de gewenste hoek, verkrijgt men de figuur 5.48. Het is duidelijk dat de richtingscoëfficiënten zullen toenemen met de tijd. Dit komt omdat de frequentie stijgt en hierdoor moeten de scharnieren ook stijver worden om de hogere frequenties te kunnen blijven volgen.

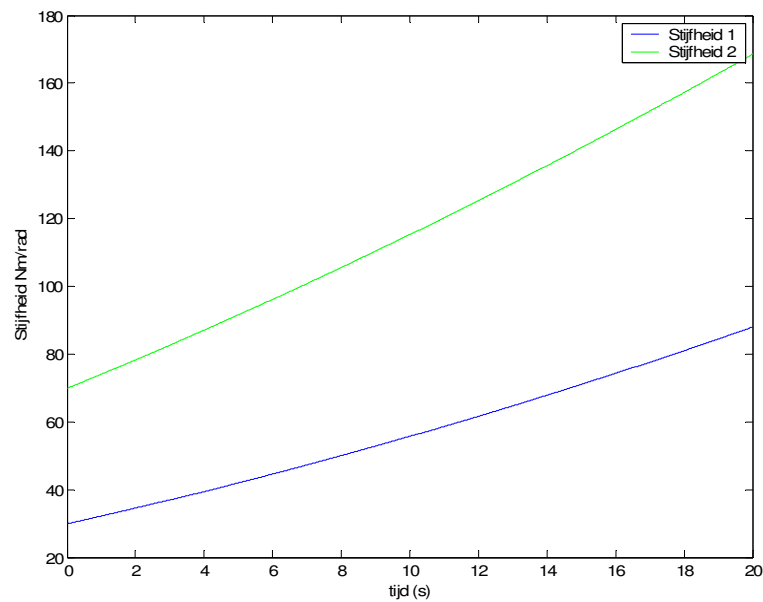


**Figuur 5.48.:** Koppel in functie van de hoek voor een traject waarvan de snelheid lineair toeneemt met de tijd

Hiervan kunnen de richtingscoëfficiënten bepaald worden. Dit geeft de volgende vergelijkingen en wordt weergegeven in figuur 5.49:

$$K_1 = 0.0323t^2 + 2.259t + 29 \quad (5.16)$$

$$K_2 = 0.03906t^2 + 4.153t + 69.77 \quad (5.17)$$



**Figuur 5.49.:** Stijfheid in functie van de tijd, uitgezet voor beide vergelijkingen en geldig voor een amplitude van  $5^\circ$  en een lineair toenemende frequentie tussen 0.7 en 1 Hz.

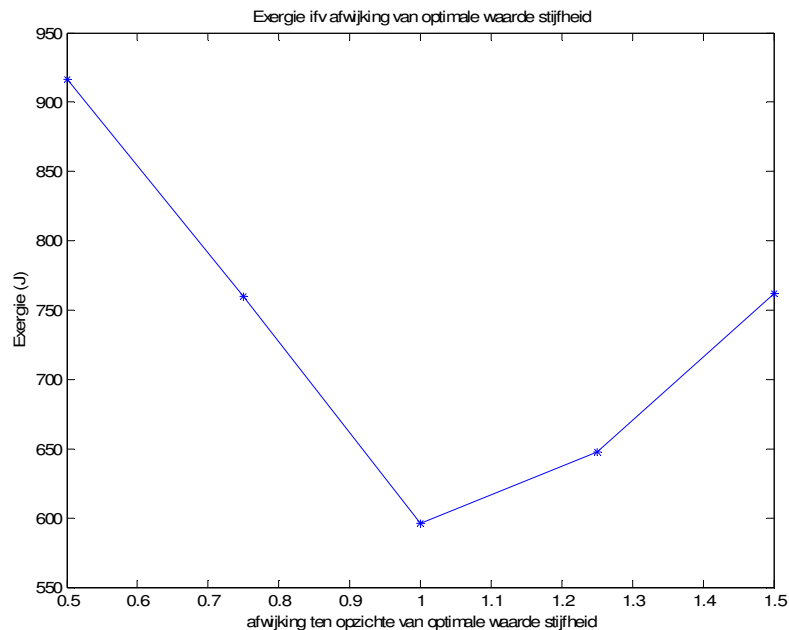
### 5.1.5.1. Resultaten simulatie

In de volgende tabel 5.8 wordt er een vergelijking gemaakt voor de exergie en de gebruikte samengeperste lucht, indien men de stijfheid oplegt via de twee gevonden formules, daarbij gebruikmakend van de lineaire regressie. (formules 5.16 en 5.17) Het is duidelijk dat door gebruik te maken van formule, (5.17) de stijfheid te hoog wordt opgelegd en hierdoor is het verbruik hoger dan voor formule (5.16).

	Stijfheid door formule (5.16)	Stijfheid door formule (5.17)
Exergie In	582.90 J	1025.63 J
Exergie Uit	219.20 J	703.14 J
Luchtmasa In	5.00 mg	8.80 mg
Luchtmasa Uit	4.11 mg	7.11 mg

**Tabel 5.8.:** Exergie over 20 s voor de twee bekomen formules voor het opleggen van de gewenste stijfheid.

Een tweede experiment werd uitgevoerd door de stijfheid te laten variëren rond de berekende vergelijking voor de optimale stijfheid om te bevestigen dat hierdoor een minimale hoeveelheid energie wordt verbruikt. De resultaten hiervan worden weergegeven in figuur 5.50.



**Figuur 5.50.:** De exergie bereikt een minimum op de optimale waarde. Voor andere waarden stijgt de exergie, bekomen voor een traject met amplitude 8° en frequenties tussen 0.7 en 1.0 hz.

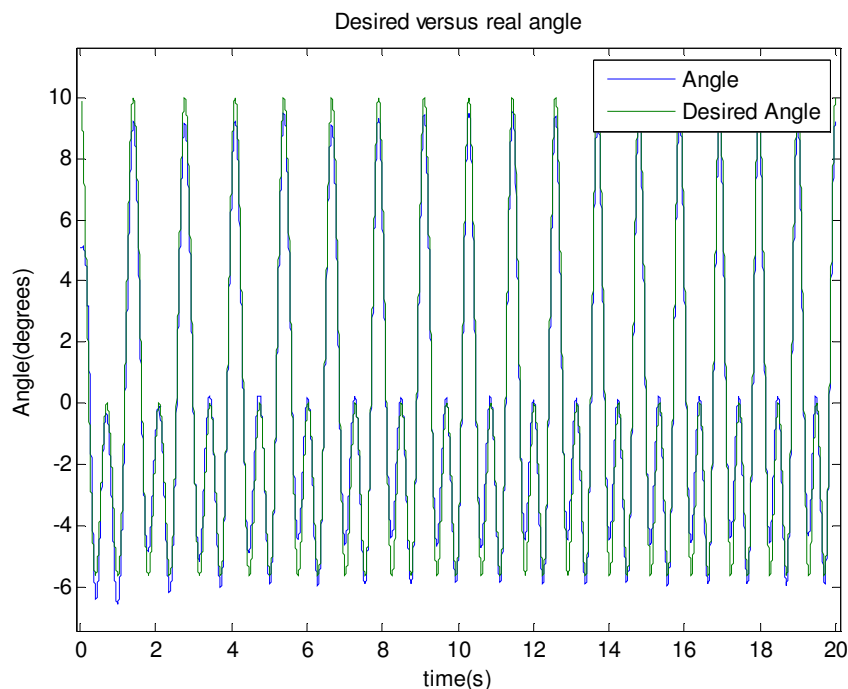
Als laatste experiment werd de stijfheid constant gehouden en vergeleken met de optimale waarde. (tabel 5.9) De test met de constante waarde voor de stijfheid van 48.71 Nm/rad geldt voor 0.8 Hz. Door het niet aanpassen van de gemiddelde druk stijgt echter het verbruik.

	Stijfheid: 48.71 Nm/rad	Stijfheid met formule (5.16)
Exergie In	685.85 J	582.90 J
Exergie Uit	239.47 J	219.20 J
Luchtstroom In	5.88 mg	5.00 mg
Luchtstroom Uit	5.86 mg	4.11 mg

**Tabel 5.9.:** Vergelijking tussen de constant gehouden stijfheid en de optimale variërende stijfheid.

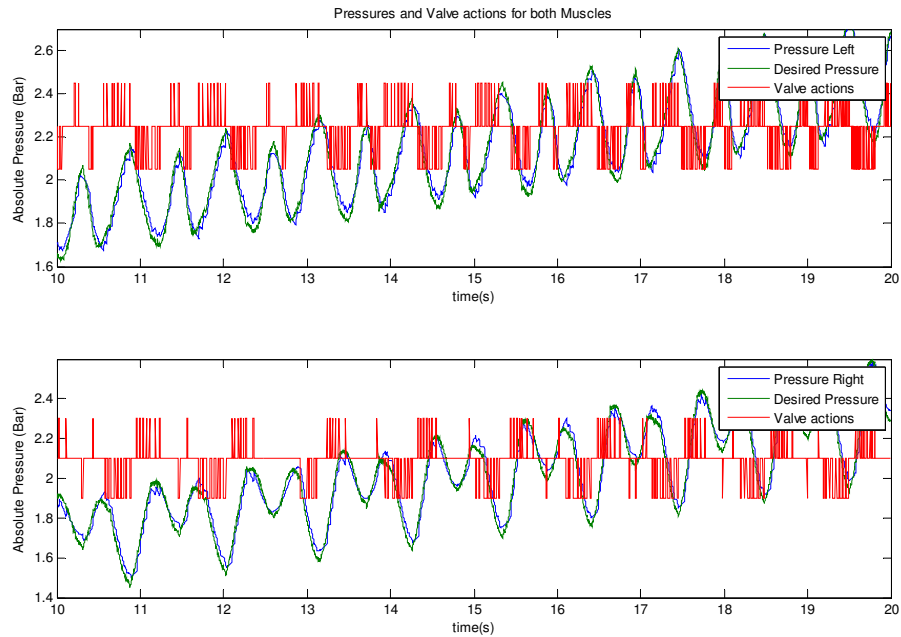
### 5.1.5.2. Resultaten experiment

De volgende grafiek (5.51) geeft een weergave van het gewenste en het gevolgde traject op de proefopstelling. Tijdens dit experiment werd gebruik gemaakt van de optimale berekende waarde voor de stijfheid. Het gewenste traject wordt goed gevolgd, op een zo energetisch mogelijk voordelige manier. De klepacties worden getoond in figuur 5.52.



**Figuur 5.51.:** Het gevolgde traject voor een amplitude van  $8^\circ$  en een frequentie die lineair toeneemt met de tijd tussen 0.7 en 1.0 Hz. De stijfheid, die werd gebruikt is de optimale berekende stijfheid.



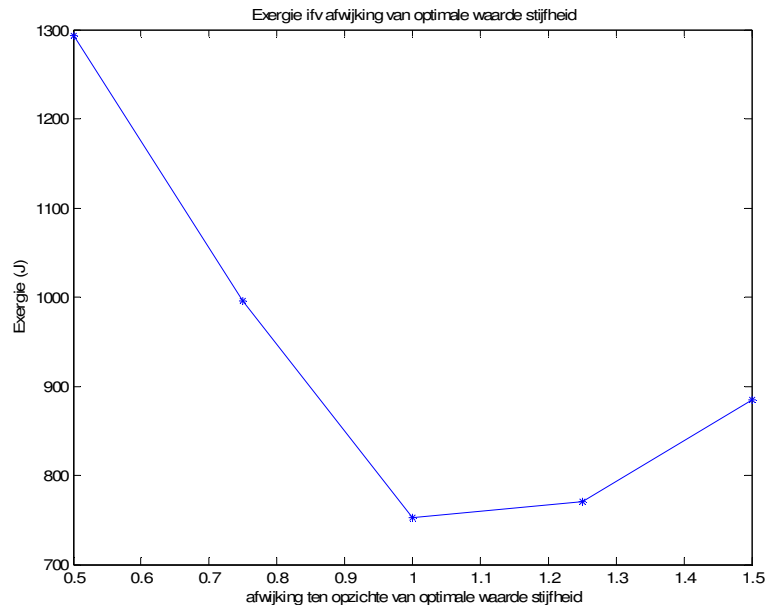


**Figuur 5.52.:** Klepschakelingen bij een optimaal ingestelde stijfheid (formule 5.16) voor een amplitude van  $8^\circ$

Een vergelijking tussen het gebruik van beide formules voor het instellen van de stijfheid wordt weergegeven in de tabel 5.10, terwijl voor grafiek 5.53 de exergie wordt uitgezet voor verschillende stijfheden, die afwijken van de berekende optimale waarde. Net zoals bij de simulatie, vindt men het minimum terug indien men gebruik maakt van formule (5.16) voor de berekening van de stijfheid.

	Stijfheid door formule (5.16)	Stijfheid door formule (5.17)
Exergie In	727.01 J	1175.81 J
Exergie Uit	162.20 J	470.90 J
Luchtstroom In	6.29 mg	10.17 mg
Luchtstroom Uit	4.18 mg	7.00 mg

**Tabel 5.10.:** Vergelijking tussen beide formules. Het is duidelijk dat door gebruik van formule 5.17 een te hoge stijfheid wordt ingesteld.



**Figuur 5.53.:** De exergie voor verschillende afwijkingen ten opzichte van de optimale berekende stijfheid. Deze grafiek geeft weer dat het minimum ligt op de berekende waarde.

Als laatste vergelijking werd de stijfheid constant gehouden en de resultaten hiervan worden numeriek weergegeven in tabel 5.11. Zoals te verwachten is, loont het de moeite de stijfheid aan te passen bij een traject waarvan de frequentie toeneemt.

	Stijfheid: 48.71 Nm/rad	Experimenteel
Exergie In	882.43 J	751.92 J
Exergie Uit	177.53 J	161.01 J
Luchtstroom In	7.63 mg	6.50 mg
Luchtstroom Uit	6.79 mg	4.27 mg

**Tabel 5.11.:** Vergelijking tussen het verbruik voor een constant gehouden stijfheid en de optimale variërende stijfheid.

Uit dit experiment blijkt duidelijk dat de stijfheid moet toenemen in functie van de simulatietijd. Door de juiste stijfheid toe te passen kan men energie besparen. Indien de stijfheid constant wordt gehouden, zullen er meer kleppenacties nodig zijn om dit traject te kunnen volgen en dit ten koste van het energieverbruik.

Zoals duidelijk blijkt uit de experimenten, uitgevoerd op de enkelvoudige slinger kan de optimale stijfheid berekend worden door gebruik te maken van de globale manier. Dus door het toepassen van lineaire regressie op een plot van het gewenste koppel ten opzichte van de gewenste hoek. Deze methode kan ook gebruikt worden voor moeilijkere trajecten, terwijl het gebruik van de definitie zorgt voor pieken naar oneindig, die ervoor zorgen dat de controller instabiel wordt.

## **5.2. Resultaten voor de samengestelde slinger**

Het is de bedoeling dat het concept van aanpasbare stijfheid op de robot ‘Lucy’ wordt toegepast. Met dit doel werd de slinger uitgebreid met een bijkomende vrijheidsgraad, zodanig dat er één been van de robot kan gesimuleerd worden.

Een dubbele slinger bezit dus twee vrijheidsgraden. Dit heeft tot gevolg dat er een koppeling bestaat tussen de beweging van beide geledingen. Er dient dan ook voor gezorgd te worden dat beide delen stabiel zijn. Zonder wrijving en controller vertoont de dubbele slinger zelfs een chaotisch gedrag. Het is dus van essentieel belang de PID-regelaar van de controller goed in te stellen. Indien deze niet goed ingesteld is, wordt er veel geschakeld wat nefast is voor het energieverbruik. De waarden voor de verbeteringen via de PID-regelaars worden manueel getuned om een zo goed mogelijk resultaat te verkrijgen.

Om de invloed van de stijfheid te kunnen bestuderen werden ook voor de dubbele slinger een aantal eenvoudige experimenten uitgevoerd. Zo kan aangetoond worden dat het nuttig is deze stijfheid juist in te stellen. De experimenten werden eerst uitgevoerd in simulatie, waarna ze ook effectief werden uitgetest op de testopstelling.

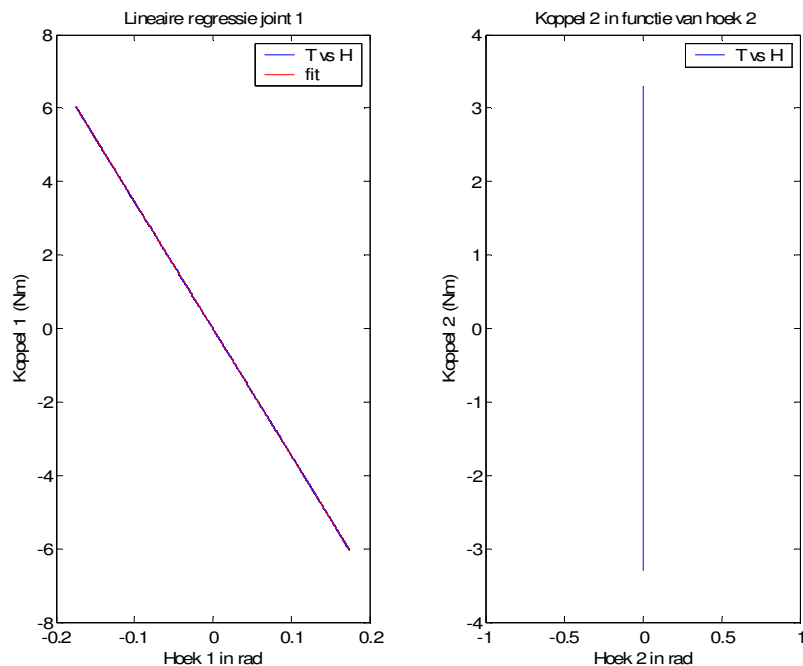
### **5.2.1. Hetzelfde sinusvormig traject voor beide scharnieren**

Het eerste experiment dat werd uitgevoerd houdt in dat het onderste gelid dezelfde beweging uitvoert als het bovenste deel van de slinger. Het komt erop neer dat de dubbele slinger in feite een grote slingerbeweging uitvoert. Dit komt ook tot

uiting in de berekening van de stijfheid van het onderste deel van de slinger. Deze zou oneindig moeten zijn, wat overeenkomt met een starre verbinding. Omdat dit praktisch onmogelijk is, wordt er een hoge gemiddelde druk ingesteld zodanig dat de spieren veel stijver zijn. De stijfheid van het bovenste deel is dan weer afhankelijk van de opgelegde beweging.

De stijfheid wordt berekend via het gebruik van lineaire regressie. (figuur 5.54)

Het gebruiken van de definitie zou leiden tot instabiliteit van de controller.



**Figuur 5.54.:** Koppel in functie van de hoek voor beide scharnieren voor  $f = 0.8 \text{ Hz}$  en  $A = 10^\circ$

Toepassing van lineaire regressie geeft de volgende vergelijking voor scharnier 1:

$$K_1 = -\frac{d(T_1 + T_2)}{d\theta_1}$$

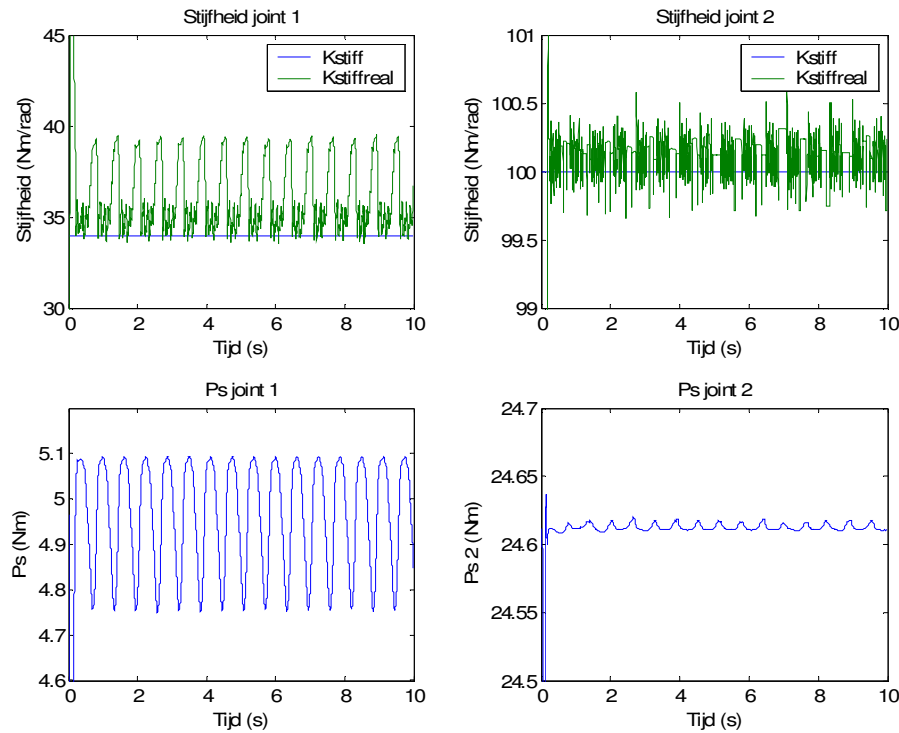
$$T_1 + T_2 = -34.58 \cdot \theta_1$$

$$K_1 = 34.58 \text{ Nm/rad}$$

Voor scharnier 2 werd een hoge waarde gekozen voor de stijfheid, namelijk  $100 \text{ Nm/rad}$ . Dit komt overeen met een  $p_s$ -waarde van bijna  $25 \text{ Nm}$ .

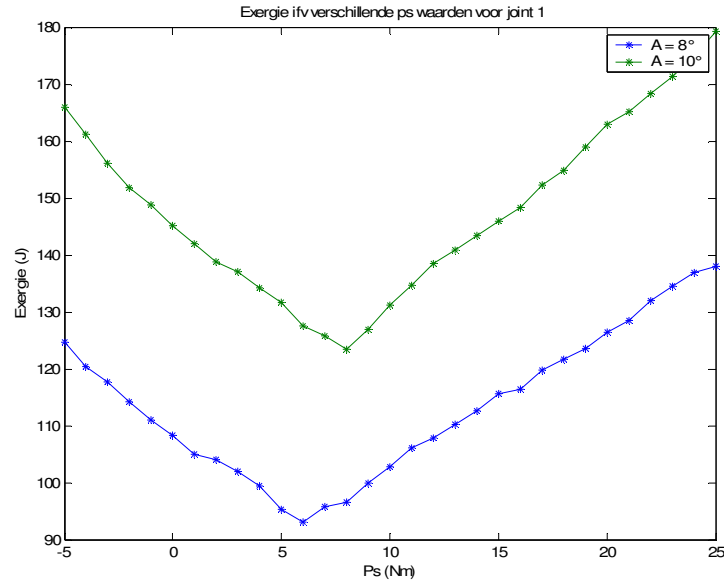
### 5.2.1.1. Resultaten simulatie

Door toepassing van deze stijfheden verkrijgt men de volgende waarden voor  $p_s$ . Deze berekende waarden zouden de optimale waarden moeten geven, waarvoor het energieverbruik minimaal wordt. (figuur 5.55)



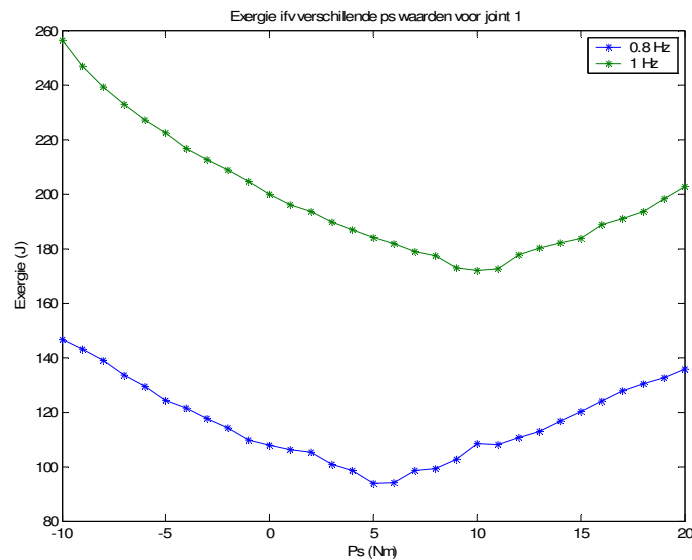
**Figuur 5.55.:** Stijfheid en  $p_s$ -waarden voor beide scharnieren. Deze plots werden behaald bij een frequentie van 0.8 Hz en amplitude voor beide joints van  $10^\circ$ .

De stijfheid werd enkel aangepast voor het bovenste scharnier, aangezien het onderste scharnier in feite oneindig stijf zou moeten zijn. Voor het onderste scharnier werd een hoge waarde gekozen. Uitzetten van de gebruikte energie in functie van de verschillende stijfheden geeft de volgende resultaten in simulatie. (figuur 5.56) Het is duidelijk dat voor de berekende waarden van  $p_s$  de exergie een minimum bereikt.



**Figuur 5.56.:** Exergieverbruik over een periode in functie van verschillende waarden voor de stijfheid. Deze grafiek werd opgesteld bij een frequentie van 1 Hz en minimale wrijving.

Net zoals dit het geval was bij de enkelvoudige slinger, hoort bij een bepaalde frequentie van het gewenste traject een bepaalde stijfheid. Indien deze wordt ingesteld zal de natuurlijke dynamica zo goed mogelijk worden uitgebuit, wat ook zichtbaar is in het exergie verbruik. Bij stijgende frequentie dient natuurlijk ook de stijfheid toe te nemen. (figuur 5.57)



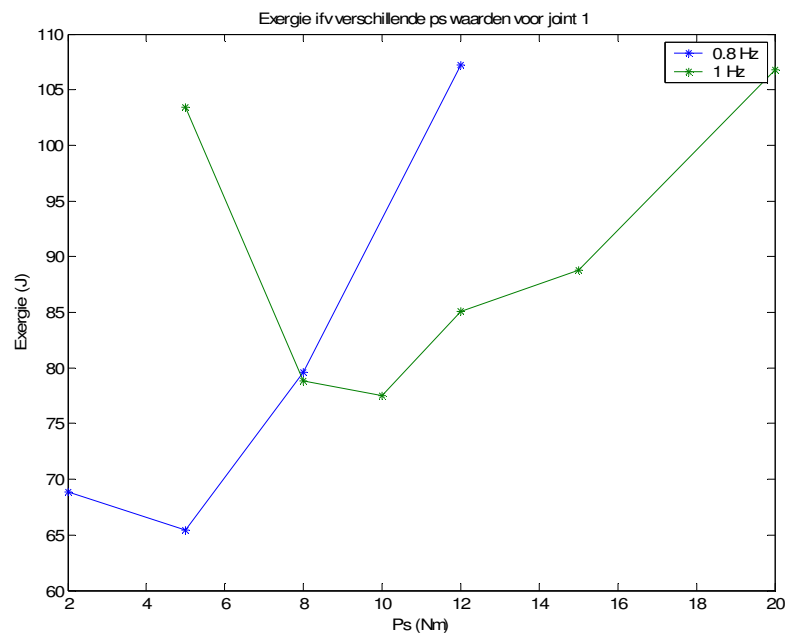
**Figuur 5.57.:** Exergie over een periode voor verschillende waarden van  $p_s$ . De amplitude is  $8^\circ$ .

Uit deze simulaties kan men dus concluderen dat het goed instellen van de stijfheid en aanpassen aan het gewenste traject tot een besparing kan leiden voor het energieverbruik.

### 5.2.1.2. Resultaten experiment

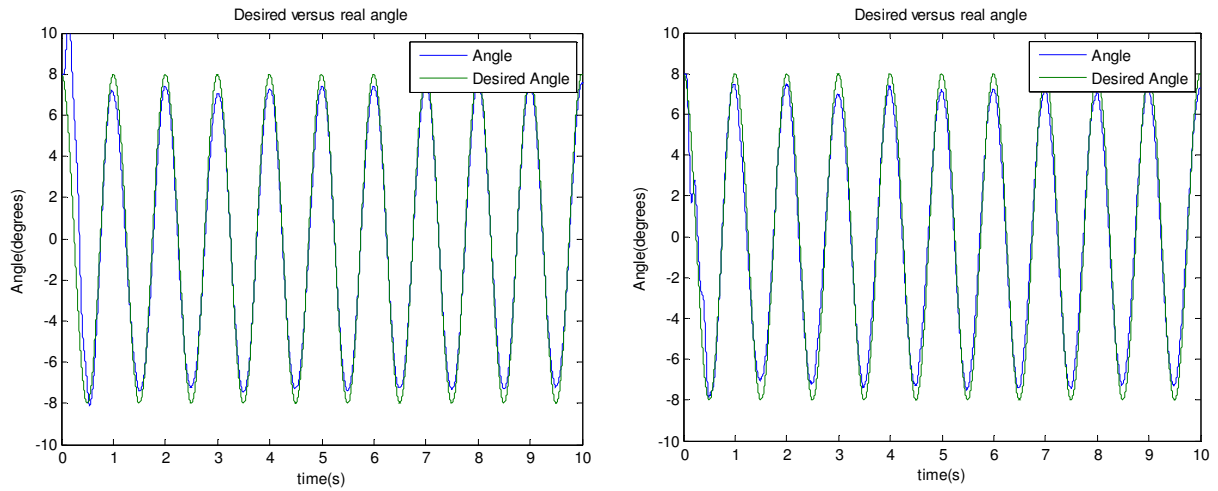
In simulatie kan niet alles goed worden gemodelleerd en om de conclusie behaald uit de simulatie te kunnen bevestigen werden de experimenten herhaald op de fysische dubbele slinger.

De figuur 5.58 vertoont eenzelfde beeld als gevonden in simulatie. De minimale exergie wordt bereikt op dezelfde waarden voor  $p_s$  als in de simulatie (figuur 5.57). Deze waarden zijn ook gelijk aan de berekende waarden.

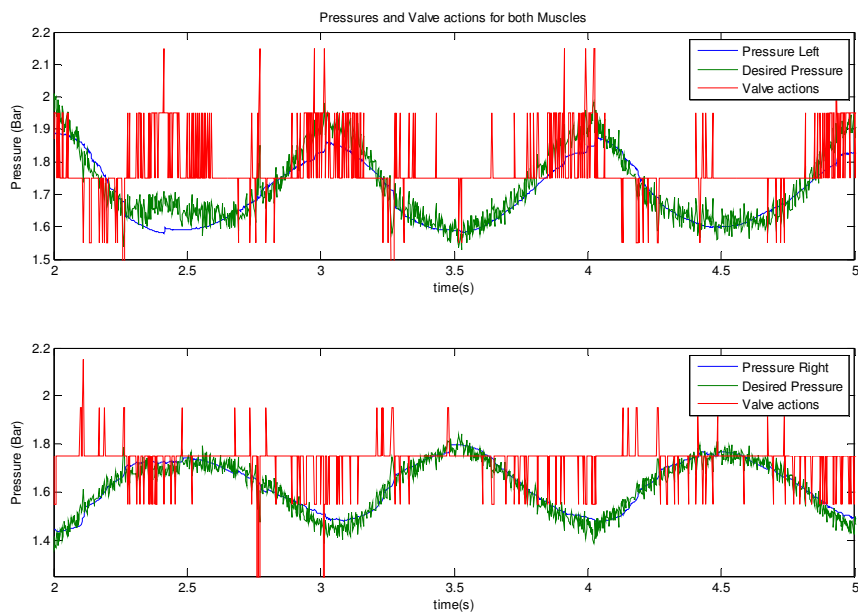


**Figuur 5.58.:** Exergieverbruik over een periode bij een amplitude van  $10^\circ$ ; uitgevoerd op de dubbele slinger.

Een vergelijking tussen het gewenste traject en het gevolgde traject wordt weergegeven in figuur 5.59 voor beide hoeken; de klepacties worden getoond in de figuren 5.60 en 5.61.

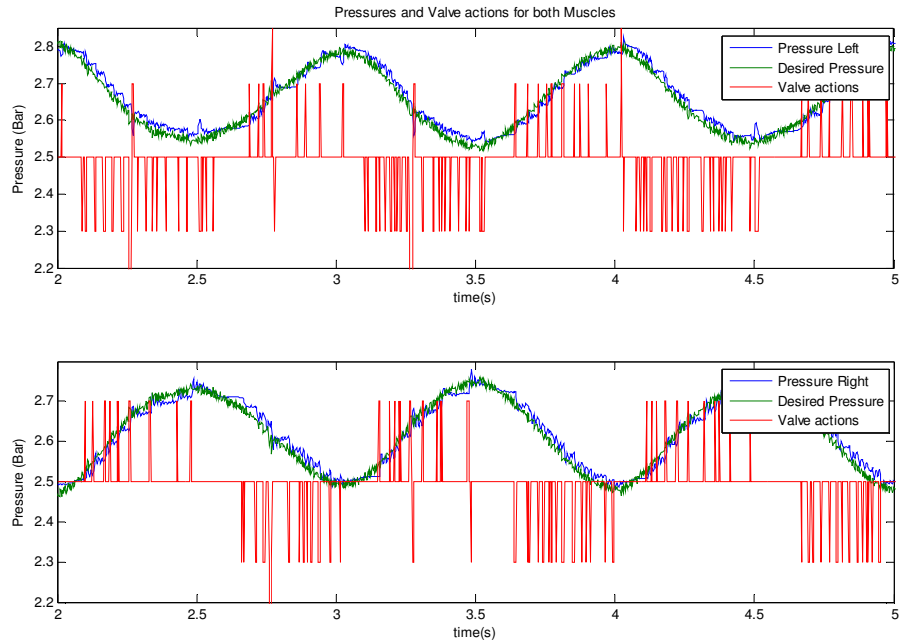


**Figuur 5.59.:** De linkse plot toont het traject van het bovenste scharnier; terwijl de rechtste plot het traject van het onderste scharnier weergeeft. Het gewenste traject is voor beiden gelijk met een amplitude van  $8^\circ$  en frequentie van 1 Hz.



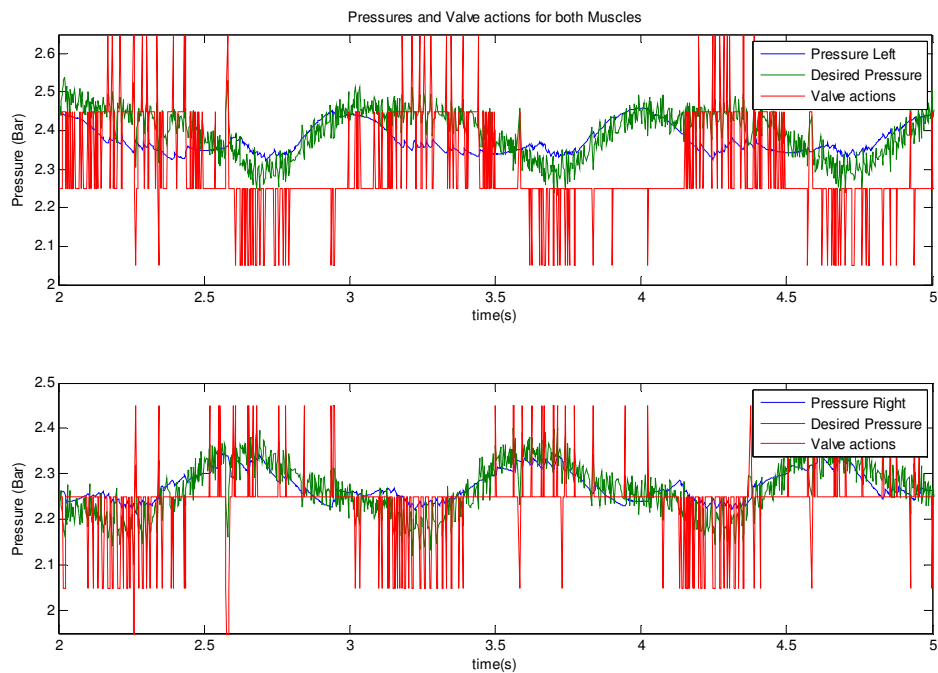
**Figuur 5.60.:** Klepacties voor het bovenste scharnier bij een traject van  $8^\circ$  en 1 Hz met optimaal ingestelde stijfheid. De ruis op het gewenste drukkiveau is afkomstig van de PID-regelaar. De waarde voor  $p_s$  is 10Nm.





**Figuur 5.61.:** Klepacties van het onderste scharnier voor hetzelfde traject bij een  $p_s$ -waarde van 25 Nm.

Het is dus ook voor een dubbele slinger interessant om de stijfheid goed in te stellen. Dit zorgt dat het verbruik minimaal wordt, terwijl het gewenste traject goed wordt gevolgd. Voor een hogere waarde van de stijfheid van het bovenste scharnier, wordt er vaker geschakeld. (figuur 5.62)



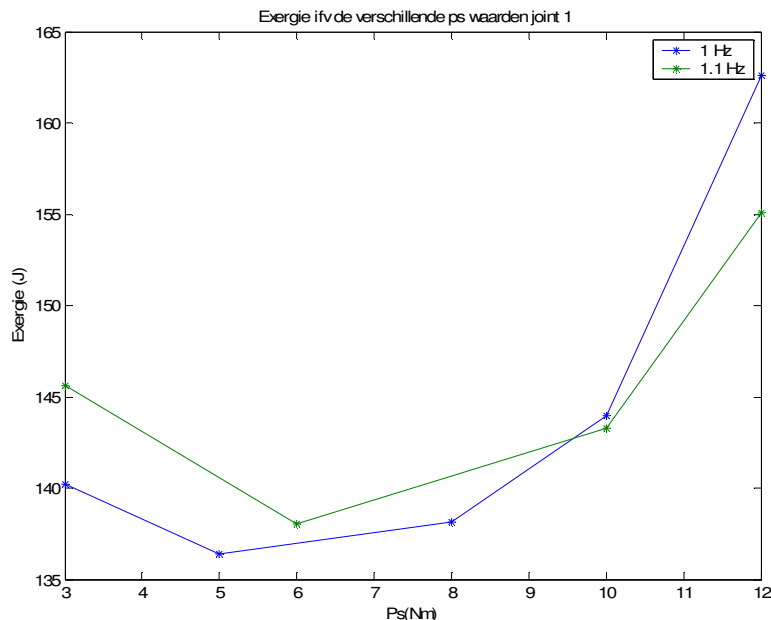
**Figuur 5.62.:** Klepschakelingen voor het eerste scharnier bij een  $p_s$ -waarde van 20 Nm.

## 5.2.2. Tegengesteld sinusvormig traject voor beide scharnieren

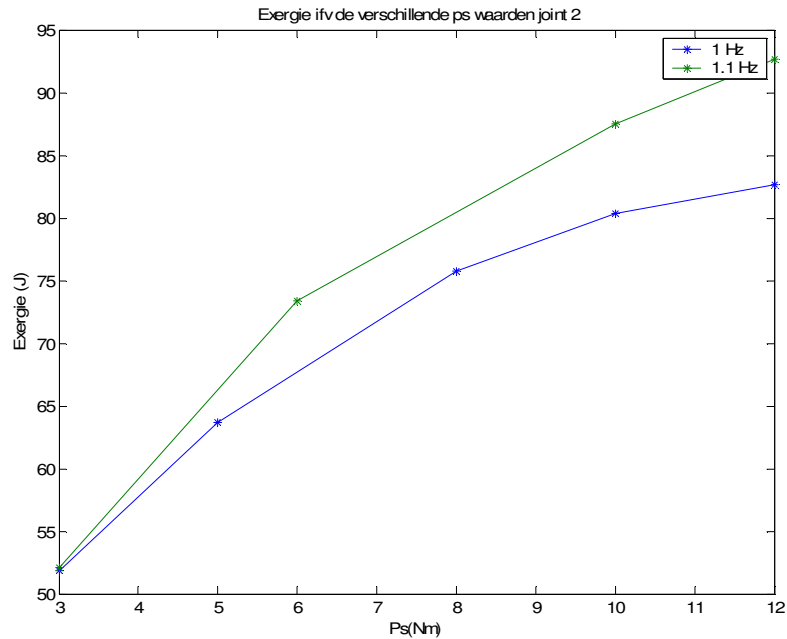
Er werd ook nog een tweede experiment uitgevoerd op de dubbele slinger. Aan beide scharnieren werd een tegengestelde sinusvormige beweging opgelegd. Hierdoor moeten de stijfheden van beide scharnieren optimaal ingesteld worden. Door het opleggen van dit traject kunnen dan ook de effecten opgespoord worden, die ontstaan door de koppeling tussen beide geledingen.

### 5.2.2.1. *Resultaten experiment*

Het effect van de stijfheid op het energieverbruik wordt bestudeerd door de gemiddelde druk te laten variëren. Deze bepaalt, zoals eerder weergegeven de stijfheid van het scharnier. Indien deze goed is ingesteld zal er optimaal gebruik worden gemaakt van de natuurlijke dynamica. De volgende grafiek toont aan dat er dus ook voor dit traject een minimaal verbruik van de exergie gerealiseerd kan worden door de  $p_s$ -waarde goed in te stellen bij een bepaalde frequentie. (figuur 5.63 en 5.64) Voor het tweede scharnier ligt het minimum echter nog lager dan de kleinste waarde die getest werd, maar door deze lage waarde worden de spieren leeggeblazen tot atmosferische druk en hierdoor wordt het traject niet meer goed gevolgd aangezien de spieren loskomen.

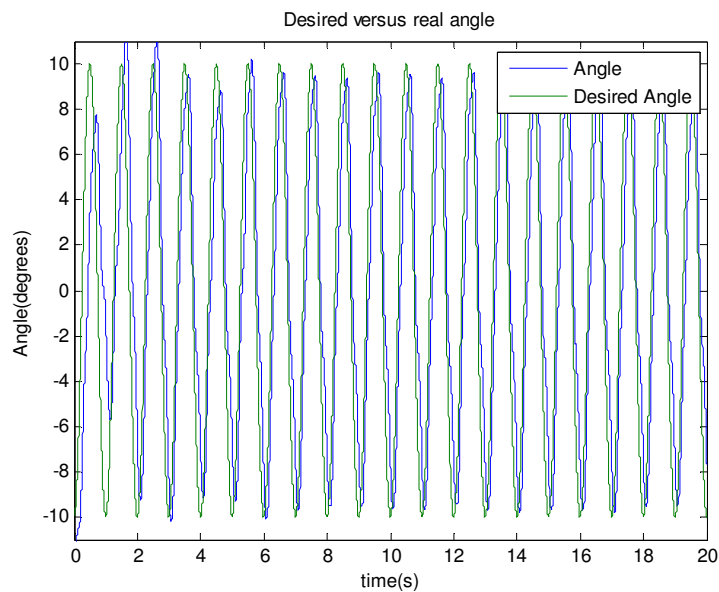


**Figuur 5.63.:** Exergie over een periode voor verschillende waarden van  $p_s$ . De amplitude voor het eerste scharnier is  $-10^\circ$ , terwijl het tweede scharnier een identieke tegengestelde beweging uitvoert.

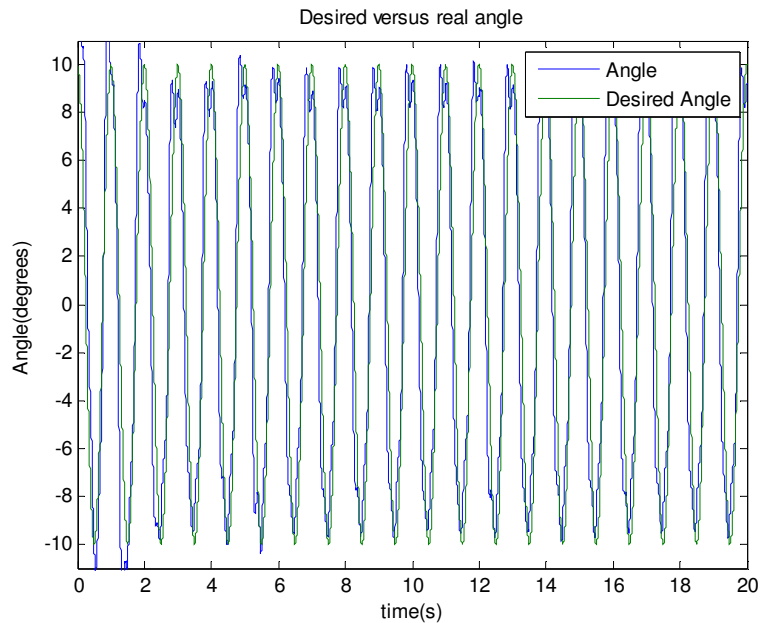


**Figuur 5.64.:** Exergie over een periode voor het onderste scharnier. Een waarde van 3 Nm voor  $p_s$  is de minimale waarde, waarvoor de spieren niet volledig dienen leeggeblazen te worden en het traject nog goed wordt gevolgd.

Voor optimaal ingestelde stijfheden per scharnier wordt het volgende traject gevolgd. (figuur 5.65 en 5.66) De PID-waarden moeten echter nog beter afgesteld worden, waardoor het verschil tussen het gewenste traject en het uiteindelijk gevolgde traject kleiner zal worden.



**Figuur 5.65.:** Vergelijking tussen gevolgde en gewenste traject voor het bovenste scharnier. De frequentie is 1 Hz.



**Figuur 5.66.:** Vergelijking voor het onderste scharnier bij een frequentie van 1 Hz. Zoals duidelijk zichtbaar is, volgt dit scharnier een tegengesteld traject ten opzichte van het bovenste scharnier.

Zoals duidelijk blijkt uit deze grafieken kan er bespaard worden op het energieverbruik. De stijfheid dient echter wel per gelid optimaal ingesteld te worden. Hiervoor moet de optimale stijfheid per gelid berekend worden. Dit vergt echter nog verder onderzoek. Doordat een dubbele slinger een extra vrijheidsgraad bezit, kunnen er ook nog veel meer trajecten opgelegd worden en is er veel meer ruimte om te testen.

De besproken experimenten tonen duidelijk aan dat betere resultaten kunnen bereikt worden op het gebied van het energieverbruik. De opgelegde tijdslimiet en het uitvoerig testen op de enkelvoudige slinger hebben echter tot gevolg gehad dat het experimenteel onderzoek op de dubbele slinger beperkt diende te worden in het aantal uitgevoerde proeven.

De resultaten van de testen kunnen wel een aanzet zijn tot verder onderzoek, waarbij dan via verscheidene trajecten de optimale stijfheid voor beide gewrichten kan bepaald worden met als uiteindelijk resultaat een minimaal energieverbruik.

## 6. Conclusies

Het uiteindelijke doel is het laten voortbewegen van een robot op een zo energetisch voordelig mogelijke manier. Zoals beschreven in de inleiding bezitten de geplooid pneumatische artificiële spieren enkele goede eigenschappen, die kunnen helpen om een robot op een natuurlijke manier te laten voortbewegen.

Deze spieren bezitten een inherente soepelheid, afkomstig van zowel de spierkarakteristieken als omwille van de samendrukbaarheid van de samengeperste lucht, die aangewend kan worden om de natuurlijke dynamica zo goed mogelijk uit te buiten. Het koppel is namelijk afhankelijk van het verschil van de relatieve drukken; terwijl de stijfheid bepaald wordt door de som van beide relatieve drukken. Dit maakt dat het koppel onafhankelijk van de stijfheid kan ingesteld worden. Het voordeel hiervan is dat de stijfheid optimaal bijgesteld kan worden aan de hand van het gevolgde traject.

Om de voorgestelde controlestrategie beschreven in hoofdstuk 3 te kunnen uittesten werd er zowel een simulatieprogramma als een echte fysische testopstelling gebouwd. De constructie van deze slinger wordt uitvoerig beschouwd in hoofdstuk 2. In dit hoofdstuk komen zowel de kinematica van de antagonistisch geplaatste spieren, de elektronica, als de gebruikte sensoren aan bod. Er wordt ook een beschrijving gegeven van de belangrijkste parameters, die gebruikt worden in het modelgebaseerde deel van de controller. Deze dienen zo exact mogelijk bepaald te worden. De controller bestaat namelijk uit drie delen. Het modelgebaseerde deel neemt de niet-lineariteiten voor zijn rekening. Indien de parameters echter niet goed gekend zijn, zal de ontkoppeling niet perfect zijn. De feedforward drukregeling zal de berekening van de gemiddelde druk en het drukverschil voor zijn rekening nemen aan de hand van het berekende koppel en de opgemeten posities. Als laatste bepaalt de bang-bang controller wanneer er geschakeld zal worden. Deze bang-bang controller beschikt over een dode zone, waarin er niet wordt geschakeld. Er dient dan ook een afweging gemaakt te worden tussen het zo goed mogelijk laten volgen van een traject en het

energieverbruik. Door de grenzen juist in te stellen kan het verbruik sterk verminderen.

In hoofdstuk 5 komen dan de resultaten aan bod over de experimenten, die werden uitgevoerd omtrent de verbruikte energie, in functie van deze aanpasbare stijfheid. Zoals blijkt uit alle trajecten, die werden gevolgd, zowel voor de enkelvoudige slinger als voor de samengestelde slinger, is het interessant om deze stijfheid zo goed mogelijk in te stellen aan de hand van het gewenste traject. Door optimaal gebruik te maken van de natuurlijke dynamica kan er dus energie uitgespaard worden.

Het bepalen van deze ideale stijfheid is echter niet eenvoudig. Indien er gebruik wordt gemaakt van de definitie van de stijfheid, zal de controller instabiel worden op bepaalde singuliere punten. Dit komt omdat bij gebruik van de definitie lokaal de afgeleide wordt bepaald en dus bij het veranderen van richting; daar waar de snelheid nul wordt, dient de stijfheid oneindig te worden. Dit is ook normaal, aangezien op deze positie de slinger star wordt. Het gebruik van deze stijfheid zorgt er echter voor dat de controller instabiel wordt en dit dient vermeden te worden. De drukken kunnen namelijk deze plotse drukveranderingen niet volgen, daar ze gelimiteerd zijn door de maximale massadebieten in buizen en kleppen, bepaald door de thermodynamica.

Er werd dan een andere methode gebruikt voor het bepalen van de ideale stijfheid. Deze manier is een meer globale manier; waar de singuliere punten buiten beschouwing worden gelaten. Zoals aangegeven in de testen kan ook hiermee de optimale stijfheid berekend worden, maar een nadeel is dat de stijfheid niet meer ogenblikkelijk wordt berekend. Eerst dient men te beschikken over de nodige koppels en de gewenste hoeken. Pas daarna kan er lineaire regressie op toegepast worden. Deze waarde van de stijfheid kan dan in de controller ingevoerd worden, waarna het experiment kan plaatsvinden.

De conclusies blijven echter gelden: door het aanpassen van de stijfheid van de spieren kan men, ongeacht het gevolgde traject, het energieverbruik sterk doen dalen. Verder dient er ook de nodige aandacht gegeven te worden aan de

instellingen van de PID-regelaar. Slecht gekozen waarden kunnen ervoor zorgen dat er te vaak wordt geschakeld en dit is nadelig voor het verbruik.

Het blijft dus interessant om de stijfheid van de gewrichten aan te passen in functie van de natuurlijke dynamica. Echter dient er nog verder onderzoek verricht te worden naar de online bepaling van de gewenste stijfheid. Ook dienen de parameters van zowel het model voor de spieren, als voor de massa's, voor de traagheden en voor de massamiddelpunten goed gekend te zijn. Deze kennis kan verbeterd worden door gebruik te maken van een parameterschatting. Een ander punt van verder onderzoek is de spier zelf. Immers de spieren zijn handgemaakt en hierdoor verschillen de eigenschappen van elke onderlinge spier. Het maken zelf is ook arbeidsintensief en de levensduur ervan is niet echt groot.

Als besluit kan men echter stellen dat door het aanpassen van de stijfheid van de gewrichten, men het stappen van een robot natuurlijker kan doen verlopen en dat het energie verbruik erdoor daalt.

## 7. Bibliografie

[1] Ward, C.V., [2002], Interpreting the posture and locomotion of *Australopithecus afarensis*: Where do we stand?, *YB. Physical Anthropol.* 35, pp. 185-215

[2] Wang, W.J., Crompton, R.H., Gunther, Y.Li., [2003], Energy transformation during erect and 'bent-hip, bent-knee' walking by humans with implications for the evolution of bipedalism, *Journal of Human Evolution*, 44, pp. 563-579

[3] Donelan, J. M., Kram, R., Kuo, A. D., [2002]. Mechanical work for step-to-step transitions is a major determinant of the metabolic cost of human walking, *The journal of Experimental Biology*, Great Britain, pp. 3717-3727

[4] Colborne, G.R., Naumann, S., Longmuir, P.E., and Berbrayer, D., [1992], Analysis of mechanical and metabolic factors in the gait of congenital below knee amputees. *Am. J. Phys. Med. Rehabil.* 92, pp. 272 – 278.

[5] Herbert, L. M., Engsberg, J.R., Tedford, K.G., Grimston, S.K., [1994], A comparison of oxygen consumption during walking between children with and without below-knee amputations. *Physical Therapy* 74, pp. 943.

[6] Molen, N.H., [1973], Energy/speed relation of below-knee amputees walking on motor-driven treadmill. *Int. Z. Angew. Physiol.* 31, pp. 173.

[7] Collins, S.H., Wisse, M., Ruina, A., [2001], A three-dimensional passive-dynamic walking robot with two legs and knees, *The international journal of robotics research*, pp. 607-615

[8] <http://world.honda.com/ASIMO/>

[9] <http://www.sony.net/SonyInfo/QRIO/>



[10] Collins, S.H., Ruina, A., [2005], A bipedal walking robot with efficient and human-like gait, *Proc. IEEE Int. Conf. Robotics and Automation*, Barcelona, Spain

[11] McGeer, T., [1990], Passive dynamic walking, *Int. J. Robotics Res.*, 9, pp 62-82

[12] <http://mms.tudelft.nl/dbl>

[13] Daerden, F., [1999], Conception and realization of pleated pneumatic artificial muscles and their use as compliant actuation elements, PhD thesis, Vrije Universiteit Brussel

[14] <http://lucy.vub.ac.be>

[15] Pratt, J., Krupp, B., [2004], Series elastic actuators for legged robots, *SPIE*

[16]

[http://www.ai.mit.edu/projects/leglab/robots/Spring\\_Flamingo/Spring\\_Flamingo.html](http://www.ai.mit.edu/projects/leglab/robots/Spring_Flamingo/Spring_Flamingo.html)

[17] <http://www.biped.ri.cmu.edu/AMASC/>

[18] <http://mech.vub.ac.be/multibody/topics/maccepa.htm>

[19] Van Ham, R., Vanderborght, B., Van Damme, M., Verrelst, B., Lefeber, D., [2005], MACCEPA: the actuator with adaptable compliance for dynamic walking bipeds, *Clawar: 8<sup>th</sup> International Conference on Climbing and Walking Robots and the Support Technologies for Mobile Machines*, 12-15, London, UK, pp. 759-766

[20] Verrelst, B., [2005], A dynamic walking biped actuated by pleated pneumatic artificial muscles: basic concepts and control issues, PhD thesis, Vrije Universiteit Brussel

[21] Meira y Duran, B., [2005], Model-based control of a one-dimensional pendulum actuated with pleated pneumatic artificial muscles with adaptable stiffness, Master thesis, Vrije Universiteit Brussel

[22] Beyl, P., [2005], “Soft computing” controle van een enkelvoudige slinger geactueerd met geplooid pneumatische artificiële spieren, Master thesis, Vrije Universiteit Brussel

[23] Van Ham, R., Daerden, F., Verrelst, B., Lefeber, D., Vandenhoudt, J., [2002], Control of Pneumatic Artificial Muscles with enhanced Speed Up Circuitry, Clawar, Brussel, Belgium

[24] Craig, J.J. [1986], *Introduction to Robotics: Mechanics & Control*, Addison-Wesley Publishing Company

[25] Spong, M., Vidyasagar, M. [1989], *Robot Dynamics and Control*, JohnWiley and Sons, Inc.

[26] Vanderborght, B., Verrelst, B., Van Ham, R., Lefeber, D., Meira Y Duran, B., Beyl, P. [2006], Exploiting natural dynamics to reduce energy consumption by controlling the compliance of soft actuators, *The International Journal of Robotics Research*, Volume 25 Issue 4, pp. 343-358

[27] International Standard ISO6358 [1989]. Pneumatic fluid power – method of test – determination of flow rate characteristics of components using compressible fluids.

[28] Cengel, Y. A., Boles, M. A., [2002] *Thermodynamics an engineering approach*, McGraw-Hill, New York, 4<sup>th</sup> edition

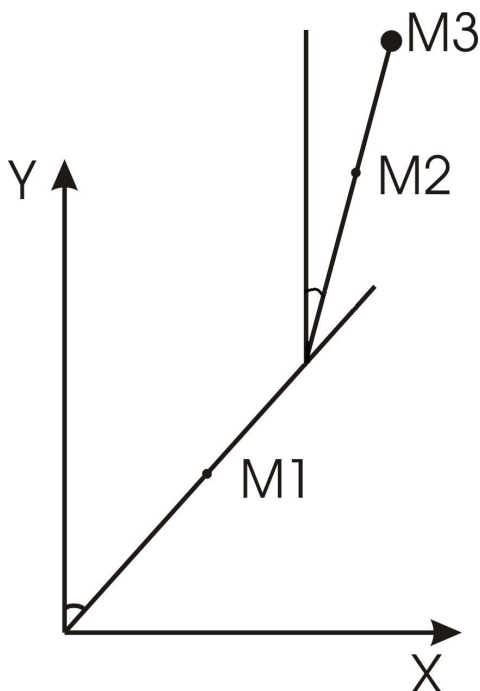
[29] Sasaki, K., Neptune, R. R., [2006], Muscle mechanical work and elastic energy utilization during walking and running near the preferred gait transition speed, *Gait & Posture*, Austin, USA, 23, pp. 383-390

[30] Alexander, R. M., [2005], Walking made simple, *Science*, 308, pp. 58-59

[31] Schulte, H. F., [1961], The characteristics of the McKibben artificial muscle, *The Application of External Power in Prosthetics and Orthotics*, Lake Arrowhead: National Academy of Sciences – National Research Council, 874, pp. 94 – 115

## Bijlage A

De bewegingsvergelijkingen van de dubbele slinger worden bekomen door gebruik te maken van de Lagrange-vergelijkingen. Het volgende assenstelsel wordt gebruikt voor de uitrekening van de vergelijkingen.



**Figuur A.1:** Het gebruikte assenstelsel.

De Lagrange vergelijking

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial \theta_i} + \frac{\partial U}{\partial \theta_i} = Q_i \quad (\text{A.1})$$

.De potentiële energie wordt gegeven door:

$$U = mgY$$

$$\begin{aligned} U &= m_1 g Y_1 + m_2 g Y_2 + m_3 g Y_3 \\ &= m_1 g \alpha l_1 \cos(\theta_1) + m_2 g (l_1 \cos(\theta_1) + \beta l_2 \cos(\theta_2)) + m_3 g (l_1 \cos(\theta_1) + l_2 \cos(\theta_2)) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} U &= g (m_1 \alpha l_1 + m_2 l_1 + m_3 l_1) \cos(\theta_1) + g (m_2 \beta l_2 + m_3 l_2) \cos(\theta_2) \\ &= (\alpha m_1 + m_2 + m_3) l_1 g \cos(\theta_1) + (\beta m_2 + m_3) l_2 g \cos(\theta_2) \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

De kinetische energie wordt verkregen door het uitrekenen van de volgende betrekking.

$$K = \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2}I\omega^2$$

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{2}m_1 \cdot (\alpha l_1 \dot{\theta}_1)^2 + \frac{1}{2}m_2 [l_1^2 \dot{\theta}_1^2 + \beta^2 l_2^2 \dot{\theta}_2^2 + 2l_1 l_2 \beta \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2)] \\ &+ \frac{1}{2}m_3 [l_1^2 \dot{\theta}_1^2 + l_2^2 \dot{\theta}_2^2 + 2l_1 l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2)] \\ &+ \frac{1}{2}I_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}I_2 \dot{\theta}_2^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K &= \left( \frac{1}{2}m_1 \alpha^2 l_1^2 + \frac{1}{2}m_2 l_1^2 + \frac{1}{2}m_3 l_1^2 + \frac{1}{2}I_1 \right) \dot{\theta}_1^2 + \left( \frac{1}{2}m_2 \beta^2 l_2^2 + \frac{1}{2}m_3 l_2^2 + \frac{1}{2}I_2 \right) \dot{\theta}_2^2 \\ &+ \left( \frac{1}{2}m_2 l_1 l_2 \beta + \frac{1}{2}m_3 l_1 l_2 \right) 2\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

De lagriangiaan wordt gegeven door:

$$L = K - U \quad (\text{A.4})$$

Uitrekenen van de verschillende termen geeft de volgende vergelijkingen.

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_1} = (m_1 \alpha^2 l_1^2 + m_2 l_1^2 + m_3 l_1^2 + I_1) \dot{\theta}_1 + [(m_2 \beta + m_3) l_1 l_2] \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_1} \right) &= (m_1 \alpha^2 l_1^2 + m_2 l_1^2 + m_3 l_1^2 + I_1) \ddot{\theta}_1 + [(m_2 \beta + m_3) l_1 l_2] \ddot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) \\ &- [(m_2 \beta + m_3) l_1 l_2] \dot{\theta}_2 \sin(\theta_1 - \theta_2) (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_2} = (m_2 \beta^2 l_2^2 + m_3 l_2^2 + I_2) \dot{\theta}_2 + [(m_2 \beta + m_3) l_1 l_2] \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 - \theta_2)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_2} \right) &= (m_2 \beta^2 l_2^2 + m_3 l_2^2 + I_2) \ddot{\theta}_2 + [(m_2 \beta + m_3) l_1 l_2] \ddot{\theta}_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) \\ &- [(m_2 \beta + m_3) l_1 l_2] \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_1} = -[(m_2\beta + m_3)l_1l_2]\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + (\alpha m_1 + m_2 + m_3)l_1g \sin(\theta_1)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_2} = [(m_2\beta + m_3)l_1l_2]\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + (\beta m_2 + m_3)l_2g \sin(\theta_2)$$

De vergelijkingen voor de koppels per scharnier worden gegeven door de volgende vergelijkingen.

$$T_1 = (m_1\alpha^2l_1^2 + m_2l_1^2 + m_3l_1^2 + I_1)\ddot{\theta}_1 + [(m_2\beta + m_3)l_1l_2]\cos(\theta_1 - \theta_2)\ddot{\theta}_2 + [(m_2\beta + m_3)l_1l_2]\sin(\theta_1 - \theta_2)\dot{\theta}_2^2 - (\alpha m_1 + m_2 + m_3)l_1g \sin(\theta_1)$$

$$T_2 = [(m_2\beta + m_3)l_1l_2]\cos(\theta_1 - \theta_2)\ddot{\theta}_1 + (m_2\beta^2l_2^2 + m_3l_2^2 + I_2)\ddot{\theta}_2 - [(m_2\beta + m_3)l_1l_2]\sin(\theta_1 - \theta_2)\dot{\theta}_1^2 - (\beta m_2 + m_3)l_2g \sin(\theta_2)$$

Deze kunnen ook op de volgende manier geschreven worden.

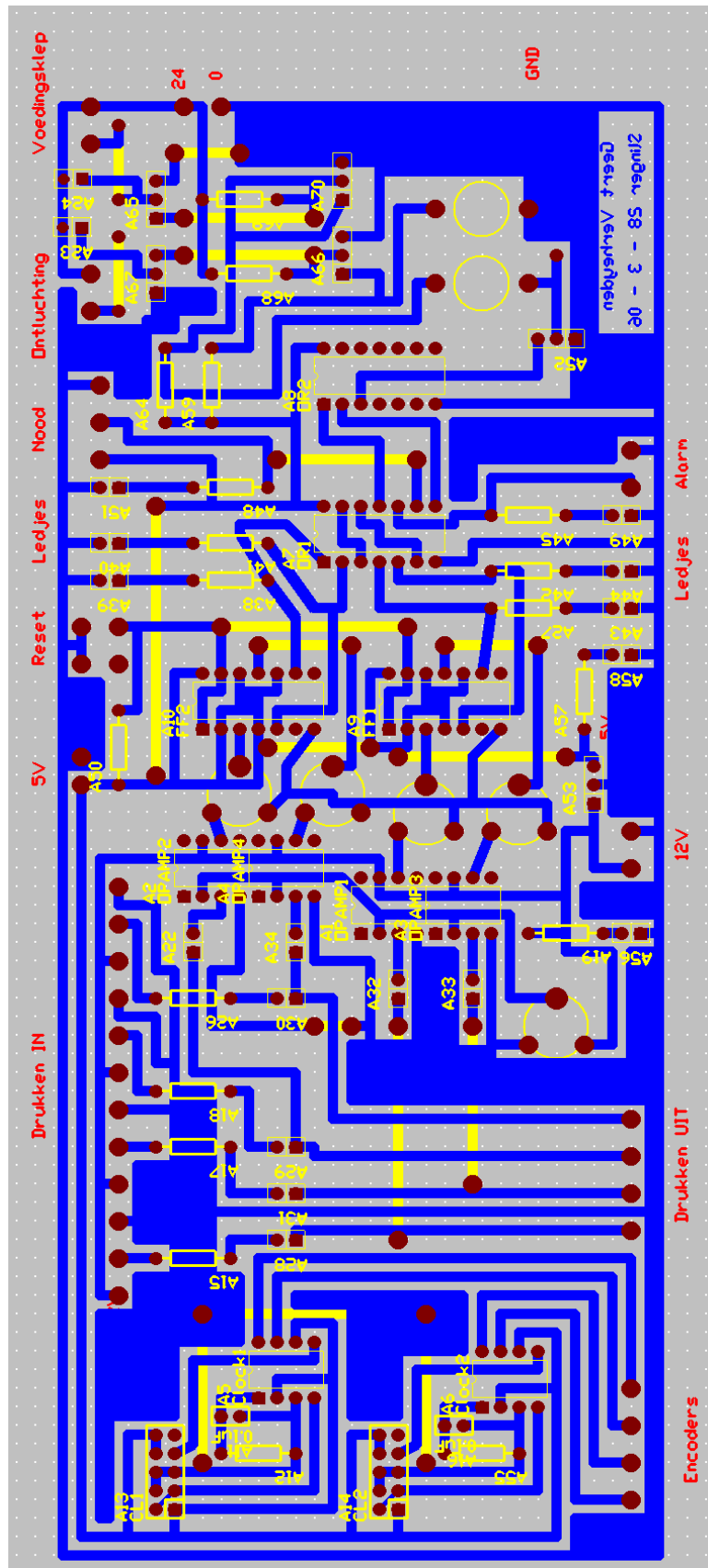
$$\tau = D\ddot{\theta} + C\dot{\theta}^2 + G$$

$$D = \begin{bmatrix} m_1\alpha^2l_1^2 + m_2l_1^2 + m_3l_1^2 + I_1 & [(m_2\beta + m_3)l_1l_2]\cos(\theta_1 - \theta_2) \\ [(m_2\beta + m_3)l_1l_2]\cos(\theta_1 - \theta_2) & m_2\beta^2l_2^2 + m_3l_2^2 + I_2 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & [(m_2\beta + m_3)l_1l_2]\sin(\theta_1 - \theta_2) \\ -[(m_2\beta + m_3)l_1l_2]\sin(\theta_1 - \theta_2) & 0 \end{bmatrix}$$

$$G = \begin{bmatrix} -(\alpha m_1 + m_2 + m_3)l_1g \sin(\theta_1) \\ -(\beta m_2 + m_3)l_2g \sin(\theta_2) \end{bmatrix}$$

# Design verdeel- en veiligheidsbordje



# Foto testopstelling

