

BB 434181

Het positioneren met luchtcilinders

J.A. Nieuwdorp
rapport nr. WPB-0156
januari 1985

VOORWOORD

Dit is het verslag van een deel van mijn afstudeerwerk dat ik heb verricht als afronding van mijn studie aan de afdeling der Werktuigbouwkunde van de Technische Hogeschool te Eindhoven.

Het werk geeft een onderzoek weer naar de toepassing van luchtcilinders in de flexibele automatisering en robotica.

Er wordt een overzicht gegeven van de besturingsmogelijkheden en de positioneernauwkeurigheden.

Een interessante besturingsmogelijkheid blijkt de pulsbreedtemodulatie. Van dit systeem is een model opgesteld waarmee enkele verkennende simulaties zijn uitgevoerd.

Een woord van dank komt toe aan diegenen die hebben bijgedragen aan de totstandkoming van dit werk.

Met name mijn afstudeerhoogleraar, prof. ir. H.P. Stal, en mijn coach, ir. P.W. Koumans, wil ik bedanken voor hun prettige begeleiding.

Mijn vriendin Caroline wil ik bedanken voor de steun tijdens mijn afstuderen en voor het uittypen van het verslag.

Eindhoven, januari 1985

Jaap Nieuwdorp

SAMENVATTING

Het verslag bestaat uit een concept-publicatie, waarin een overzicht is gegeven van de mogelijkheden met betrekking tot positioneren met luchtcilinders. In de bijlagen van het verslag wordt nader ingegaan op de twee interessante vormen van positioneren voor de flexibele automatisering: sturen en regelen. Op beide begrippen wordt ingegaan, waarbij het accent ligt op regelen en met name op regelen met behulp van pulsbreedtemodulatie.

Berekeningen en simulaties zijn toegepast op de lineaire actuator, zoals deze ontworpen is door L. van Bommel (zie WPB rapport 0067).

Op de volgende vragen is een antwoord gezocht: is deze module op eenvoudige wijze om te bouwen voor pneumatische aandrijving en wat zijn de consequenties wat betreft specificaties en kosten.

Het ombouwen bleek eenvoudig. Wat betreft kosten blijkt de pneumatische aandrijving veel goedkoper dan de elektrisch aangedreven module.

Wat betreft de technische specificaties zoals snelheid en versnelling kan uit de simulaties geconcludeerd worden dat deze haalbaar zijn. De dode tijd is echter erg groot, evenals de versnellingsstijd (de versnelling neemt slechts langzaam toe).

De positioneer-nauwkeurigheid is moeilijk te voorspellen. Deze zal experimenteel bepaald moeten worden; verwacht wordt dat een nauwkeurigheid van $\pm 0,5$ mm haalbaar is [7].

SUMMARY

This report consists of a draft, in which is given a survey of pneumatic positioning systems, and a number of appendixes. In the appendixes the two most interesting positioning systems, open-loop-drive and control will be discussed briefly. Pulsewidth-modulated operation will be discussed in more detail.

Simulations and calculations have been applied to the 'lineaire actuator', designed by L. van Bommel (see WPB-rapport 0067).

The possibility of pneumatic operation has been investigated.

From an economical point of view pneumatic operation has the advantage.

Maximum velocity and acceleration are equal for both pneumatically and electrically driven systems, although dead-time is much greater and slew-rate are much smaller in case of a pneumatic system.

The prediction of the positioning accuracy is hardly possible, therefore experiments must be carried out. A positioning accuracy of $\pm 0,5$ mm seems within reach.

SYMBOLENLIJST

A	oppervlak	m ²
A	constante	...
A _e	equivalent oppervlak	m ²
A*	gereduceerd oppervlak	m ²
B	constante	...
C	constante	...
D	constante	...
E	constante	...
E _H	energieverbruik tijdens heengaande slag	J
E _k	kinetische energie	J
E _T	energieverbruik tijdens teruggaande slag	J
F _C	constante kracht	N
\dot{F}_C	veranderingssnelheid constante kracht	N/s
F _w	wrijvingskracht	N
K	constante	...
K _R	versterkingsfactor	...
K _T	compressibiliteitsmodulus	N/m ²
K _i	stromingsfactor inlaatzijde	kg/s
K _O	stromingsfactor = K _i + K _u	kg/s
K _u	stromingsfactor uitlaatzijde	kg/s
K	modulatieconstante	1/m
L	slaglengte	m
T	periodetijd	s, ms
T	absolute temperatuur	K
T _d	versterkingsfactor van differentiërende actie	ms
T _{in}	inschakelduur	s, ms
T _s	sampletijd	ms
V	volume	m ³
\dot{V}	volumeveranderingssnelheid	m ³ /s
V _{SH}	luchtverbruik tijdens heengaande slag	m ³
V _{ST}	luchtverbruik tijdens teruggaande slag	m ³
b	zuigerbreedte	m
c	veerstijfheid	N/m
c _o	veerstijfheid oliecilinder	N/m

c^*	referentiestijfheid	N/m
d	differentiaal	-
d	diameter	m
m	massa	kg
\dot{m}	massastroom	kg/s
n	polytropische exponent	-
n	aantal perioden van T	-
p	druk	N/m ² , bar, enz.
\dot{p}	drukveranderingssnelheid	N/m ² .s
s	d/dt	1/s
v	specifiek volume	m ³ /kg
v	snelheid	m/s
x	verplaatsing	m, mm
\dot{x}	snelheid	m/s
\ddot{x}	versnelling	m/s ²
\dddot{x}	ruk	m/s ³
x_s	maximale verplaatsing	m
z	$z = e^{sT}$	-
α	vermenigvuldigingsfactor	-
β	modulatiefactor	-
β	oppervlakteverhouding	-
δ	infinitesimale verandering	-
ε	verschil	...
κ	adiabatische exponent	-
ρ	dichtheid	kg/m ³
$\dot{\rho}$	veranderingssnelheid van de dichtheid	kg/m ³ .s
ψ	stromingsfunctie	-
ω	eigenhoekfrequentie	rad/s

INDICES

L	geïlineariseerd
gem	gemeten
gew	gewenst
i	inlaatzijde
o	omgeving
tot	totaal
u	uitlaatzijde
v	voeding
1	restrictie inlaatzijde
2	restrictie uitlaatzijde

HET POSITIONEREN MET LUCHTCILINDERS

J.A. Nieuwdorp

Ir. P.W. Koumans

Vakgroep Productietechnologie en Bedrijfsmechanisatie

Technische Hogeschool Eindhoven

TOEPASSING VAN LUCHTCILINDERS IN DE FLEXIBELE AUTOMATISERING EN ROBOTICA

1. Inleiding

Luchtcilinders worden in de automatisering van de productie veel toegepast. De belangrijkste reden hiervoor is de eenvoud van zowel luchtcilinders als bedieningsorganen. Hiermee hangt dan ook samen: eenvoudig onderhoud en economisch aantrekkelijk, ondanks de relatief dure energiedrager perslucht. Positioneren is tegen aanslagen zeer nauwkeurig mogelijk.

Met de opkomst van de flexibele automatisering en de robotica komt de vraag naar systemen met vrije programmering: het kunnen positioneren op iedere gewenste plaats met de vereiste nauwkeurigheid en het vasthouden van deze plaats (fixeren).

Bij pneumatiek komen hier meteen de moeilijkheden naar voren: wegens de hoge compressibiliteit van perslucht is dit zonder hulpmiddelen niet mogelijk.

Dit heeft helaas tot gevolg:

- een toename van ingewikkeldheid en daarmee samenhangend:
- een kostenverhoging, waardoor een van de belangrijkste voordelen voor een deel teniet gedaan wordt.

Als pneumatiek een rol wil (blijven) spelen, zal gezocht moeten worden naar eenvoudige en goedkope oplossingen, want de concurrentie van electromechanische aandrijvingen is groot.

2. Positioneren tegen aanslagen

Door aanslagen te gebruiken is met luchtcilinders op eenvoudige wijze zeer nauwkeurig te positioneren. Men kan hiervoor de beide eindposities van de zuiger gebruiken. Nauwkeurigheden van ongeveer 0,01 mm. kunnen hiermee worden bereikt.

Dit systeem is uit te breiden tot cilinders met meerdere zuigers, die daarvoor meerdere posities in kunnen nemen. Zie fig. 1.

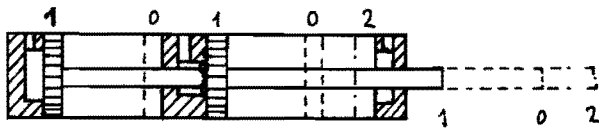


Fig. 1: Multi-positie cilinder

Het systeem heeft als nadeel dat het aantal posities beperkt blijft. Bovendien is het insteltraject beperkt of is het instellen in het geheel niet mogelijk.

Een betere oplossing is gegeven in fig. 2. Hier wordt de cilinder gepositioneerd met bestuurbare aanslagen. Deze zijn op een positioneerbaan te verschuiven en te fixeren. Deze baan is voorzien van veren en dempers om de stoot bij positioneren op te vangen. De positioneernauwkeurigheid is als gevolg van de veer/dempercombinatie beperkt. Dicht bij elkaar gelegen posities zijn moeilijk te realiseren maar de flexibiliteit neemt al toe.

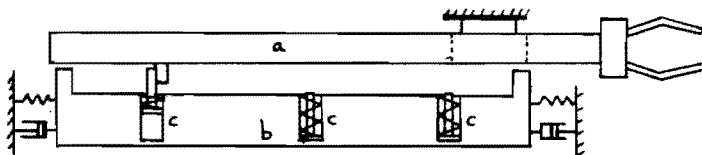


Fig. 2: Cilinder met bestuurbare aanslagen.

a.: translerende arm in de vorm van zuigerstangloze cilinder

b.: positioneerbaan

c.: positioneercilinders.

Conclusie: De flexibiliteit is gering. Genoemde oplossingen zijn daarom meer geschikt voor starre mechanisatie. De houdkracht tijdens positionering wordt geleverd door de cilinderkracht tegen de aanslag en is meestal voldoende groot.

3. Vrij-programmeerbare luchtcilinders

Hierbij kunnen we onderscheid maken in twee verschillende manieren van positioneren:

1. sturen: de zuiger wordt bewogen totdat een sensor een signaal afgeeft, die een actie tot stoppen tot gevolg heeft
2. regelen: een vergelijkingsorgaan vergelijkt de werkelijke positie van de zuiger met de gewenste. Het verloop van de snelheid van de zuiger is afhankelijk van de uitkomst van dat orgaan.

Beide methoden zullen worden toegelicht, maar eerst wordt nader ingegaan op twee andere problemen die naar voren treden bij luchtcilinders en die beide een grote invloed hebben op het positioneergedrag, nl.:

- de hoge compressibiliteit van lucht
- het wrijvingsgedrag van afdichtingen.

4. De compressibiliteit van lucht

De compressibiliteit van lucht maakt dat een luchtcilinder met afgesloten toe- en afvoer zich gedraagt als een niet erg stijve veer. Voor de bepaling van de veerstijfheid wordt uitgegaan van het in fig. 3 weergegeven model.

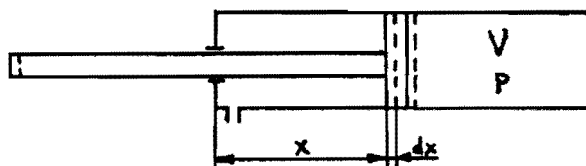


Fig. 3: Model luchtcilinder.

De veerstijfheid is per definitie: $c = \frac{dF}{dx}$ (1)

Substitutie van $dF = A \cdot dp$ en $dx = -\frac{dV}{A}$ in (1) geeft:

$$c = -A^2 \cdot \frac{dp}{dV} \quad (2)$$

Voor een polytropische toestandsverandering geldt: $p \cdot V^n = \text{constant}$. (3)

Uit vergelijking (3) volgt: $\frac{dp}{dV} = -\frac{n \cdot p}{V}$. (4)

Substitutie van vergelijking (4) in (2) en $V = A \cdot x$ levert voor de stijfheid: $c = \frac{n \cdot A \cdot p}{x}$. (5)

De stijfheid blijkt dus afhankelijk van:

- het oppervlak
- de druk
- de plaats
- het proces: voor hoge snelheden zal er weinig warmteuitwisseling zijn en wordt de adiabaat benaderd ($n = \gamma$), voor lage snelheden wordt de isotherm ($n = 1$) benaderd.

Wordt de stijfheid van een luchtcilinder bepaald waarvan beide kamers afgesloten zijn, zie fig. 4., dan geldt dat de stijfheid de som van de afzonderlijke stijfheden is: $c_{tot} = c_i + c_u$ (parallelschakeling). (6)

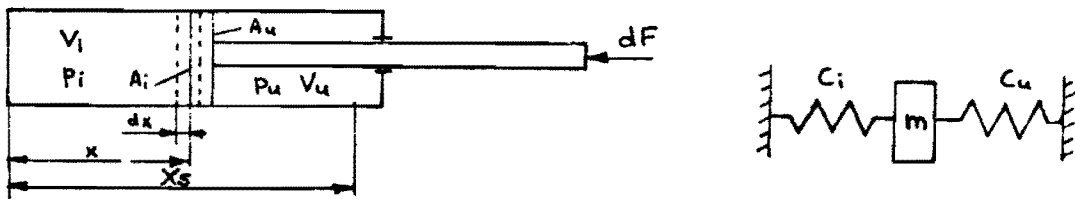


Fig. 4: Luchtcilinder

$$c_i = \frac{A_i \cdot n \cdot p_i}{x} \quad \text{en} \quad c_u = \frac{A_u \cdot n \cdot p_u}{x_s - x} \quad (7, 8)$$

Voor de totale stijfheid c_{tot} geldt:

$$c_{tot} = A_i \cdot n \left(\frac{p_i}{x} + \frac{\beta \cdot p_u}{x_s - x} \right), \quad (9)$$

met $\beta = \frac{A_u}{A_i}$: oppervlakteverhouding.

Stel nu $p_i = p_u = p$, dan wordt de stijfheid minimaal als $\frac{dc_{tot}}{dx} = 0$.

De minimale stijfheid wordt bereikt als

$$\begin{cases} x = 0,5 x_s & \beta = 1 \\ x = \frac{1 - \sqrt{\beta}}{1 - \beta} \cdot x_s & \beta \neq 1 \end{cases}$$

In fig. 5 is de stijfheid weergegeven als functie van plaats en de oppervlakteverhouding als parameter. De druk is in beide cilinderruimtes gelijk verondersteld.

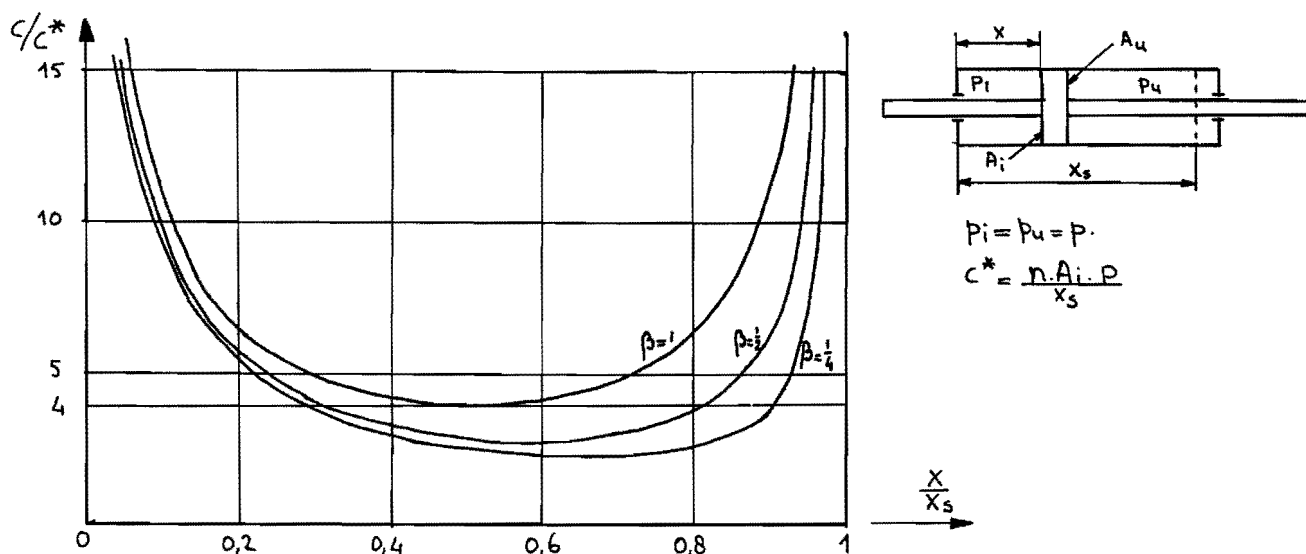


Fig. 5: Stijfheid als functie van plaats en oppervlakteverhouding.

Numeriek voorbeeld: Bepaal de stijfheid van een stangloze luchtcilinder waarvan de zuiger zich in de middenpositie bevindt.

Cilindergegevens: slaglengte x_s : 1000 mm.
 diameter d : 40 mm.
 druk p : $6 \cdot 10^5$ N/m²
 adiabatische toestandsverandering n : 1,4

De totale stijfheid is: $c_{\text{tot}} = 4220$ N/m. Dit is een vrij lage waarde.

Verhoging van deze waarde is mogelijk door:

- het kiezen van een cilinder met groter zuigeroppervlak,
- verhoging van de druk (het werkpunt verschuift naar een hogere druk, waar $\frac{dp}{dV}$ een steilere helling vertoont, hetgeen een maat voor de stijfheid is, zie (2)).

Beide oplossingen brengen echter problemen met zich mee. Een groter zuigeroppervlak eist grotere massastromen die soms ontoelaatbaar groot kunnen worden, als men dezelfde snelheid wil bereiken. Verhoging van de voedingsdruk is meestal onmogelijk daar men gebonden is aan een netdruk van 6 à 7 bar.

In fig. 6 zijn de polytropische toestandsveranderingen weergegeven in een p-V diagram. Hieruit blijkt dat de overgang van een gas naar een vloeistof een aanmerkelijke stijfheidsverhoging oplevert. Ideaal is de isochoor met $n = \infty$

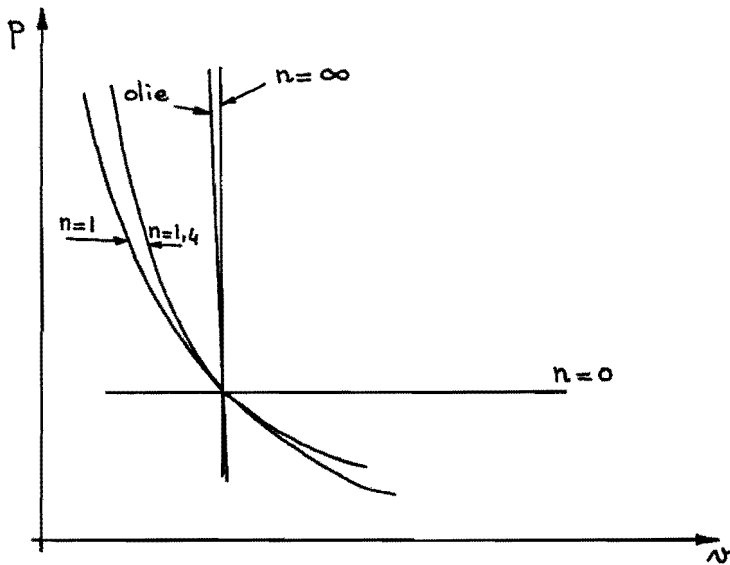


Fig. 6: p-V diagram.

De stijfheid van een oliecilinder is per definitie $c_0 = \frac{A \cdot K_T}{L}$,
 met $K_T = \text{compressibiliteitsmodulus} = 16 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$.

Een oliecilinder met een lengte van 0,5 m. en een doorsnede van 40 mm.
 heeft een stijfheid van $4 \cdot 10^6 \text{ N/m}$. Een vergelijkbare luchtcilinder met een
 ruimte onder een druk van 6 bar en een lengte van 0,5 m. heeft een stijf-
 heid van 2110 N/m.

5. Het wrijvingsgedrag van luchtcilinders

De wrijvingskracht in de zuigerafdichtingen is niet constant. Uit onderzoek is gebleken dat deze afhankelijk is van de snelheid en de drukken in de cilinderruimtes[4]

Belangrijker voor positioneren is echter het verschil in rust- en bewegingswrijving. Als de zuiger moet gaan bewegen moet het drukverschil over de zuiger ook de wrijvingskracht bij stilstand overwinnen. Zodra de zuiger echter begint te bewegen daalt de wrijvingskracht waardoor drukverschil beschikbaar komt om de zuiger extra te versnellen. Door de daaruit ontstane grotere snelheid zal het drukverschil afnemen en zal zowel versnelling als snelheid afnemen. In extreme gevallen kan dit zelfs aanleiding geven tot een nieuwe momentane stilstand van de zuiger.

Lange stilstandtijden kunnen de situatie nog verslechteren omdat de rustwrijving vergroot wordt door het langzaam wegpersen van olie tussen afdichting en cilinderwand.

Daarom zou ook aan het wrijvingsgedrag de nodige aandacht gegeven moeten worden. Hierbij speelt de keuze van materiaal en afdichtingsvorm een rol.

Wil men hiervan gegevens, dan moet men zich wenden tot de fabrikant of moet men zelf onderzoek verrichten.

In plaats van de conventionele afdichtingen kan overworgen worden een labyrintafdichting toe te passen, gecombineerd met luchtlagering van de zuigerstang(en).

6. Positioneren met behulp van sturen

Met behulp van sturen is het mogelijk om op iedere gewenste plaats over de slaglengte te positioneren. Een sensor detecteert een signaal, waarna de beweging gestopt wordt.

Als sensor kan optreden:

- benaderingsschakelaar
- lineair meetsysteem met vooraf ingestelde gewenste positie
- mechanische schakelaar, enz.

Het stoppen van de beweging kan ook op meerdere manieren gebeuren:

- met klem- of reminrichting
- met behulp van schakelen van ventielen.

De toepassing van klem- en reminrichtingen

Voor klem- en reminrichtingen aan de cilinder bestaan verschillende oplossingen. In fig. 7 is een kleminrichting weergegeven voor aanbouw aan een luchtcilinder. Fig. 8 toont een cilinder met uitwendige rem, terwijl in fig. 9 de klemming inwendig gebeurt.

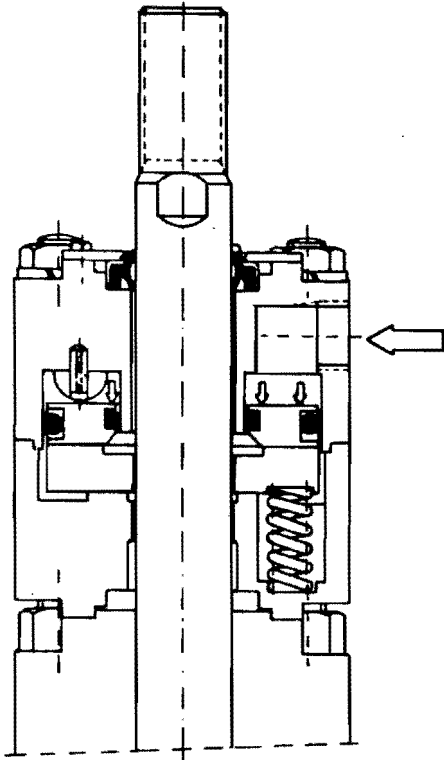


Fig. 7: Kleminrichting (SMC)

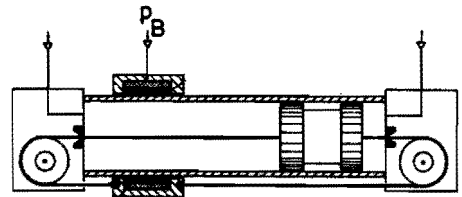


Fig. 8: Cilinder met uitwendige rem

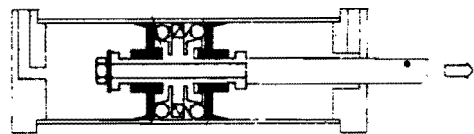


Fig. 9: Cilinder met inwendige rem

Het nadeel van deze reminrichtingen is dat de positionering erg onnauwkeurig is, vooral omdat ^{de}wrijvingscoëfficiënt niet constant blijft als gevolg van slijtage, temperatuur, olie en andere verontreinigingen. Snelheid en massa spelen een grote rol, daar deze de af te remmen energie, $E_{kin} = \frac{1}{2}mv^2$ bepalen.

Een belangrijke verbetering levert een overgang van ijlgang naar kruipgang: een sensor detecteert de positie, waarop overgeschakeld wordt naar een lagere snelheid, bijv. door een ander ventiel in te schakelen.

Wanneer de gewenste positie bereikt is, wordt de rem ingeschakeld en worden eventueel de ventielen gesloten. Fig. 10 geeft de beide methoden nog eens weer. De verbetering gaat echter ten koste van de positioneertijd.

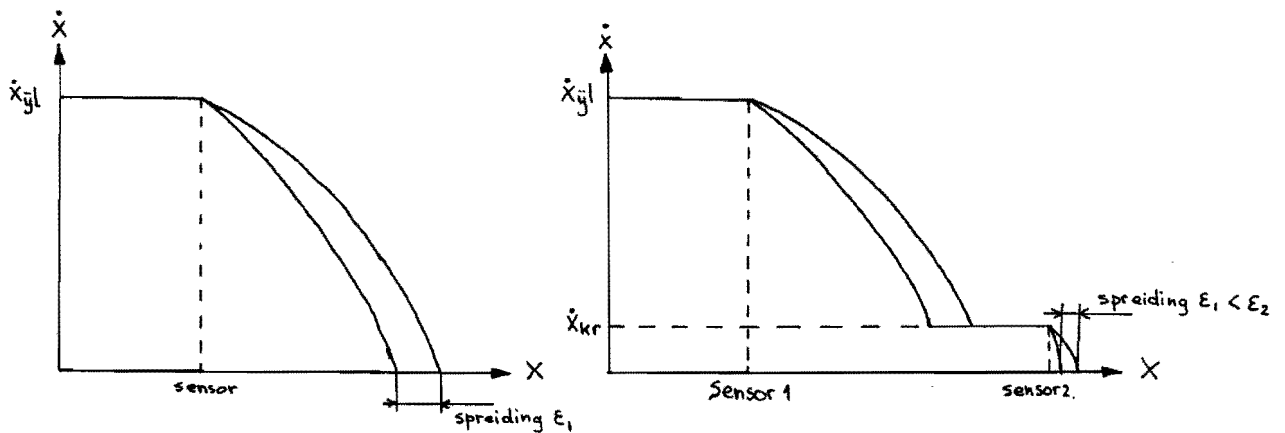


Fig. 10: Invloed van de kruipgang op de positioneer-nauwkeurigheid

Schakelen van ventielen

Met behulp van het schakelen van ventielen is het ook mogelijk te positioneren. Er zijn meerdere mogelijkheden waarvan enkele behandeld zullen worden.

1. Afschakelsystemen, zie fig. 11. Met de ventielen V_3 en V_4 wordt de bewegingsrichting bepaald. De ventielen V_1 en V_2 worden gesloten zodra een sensor de gewenste positie detecteert. De cilinder beweegt tot kracht-evenwicht optreedt.
2. Een verbetering van het bovengenoemde afschakelsysteem is weergegeven in fig. 12. Met behulp van de ventielen V_1 en V_2 kan worden overgeschakeld naar kruipsnelheid. Met behulp van de ventielen V_3 en V_4 wordt zowel de richting bepaald als de beweging gestopt.
3. Om de positioneersnelheid te verbeteren kan men de zuiger sneller afremmen door tegendrukbesturing toe te passen, zie fig. 13.
Bij beweging naar rechts wordt door bekrachtigen van de ventielen V_1 en V_2 de ijl-gang ingeschakeld. De kruipgang wordt bereikt door ventiel V_3 te bekrachtigen. Tenslotte wordt ventiel V_4 bekrachtigd als de sensor de gewenste positie detecteert.

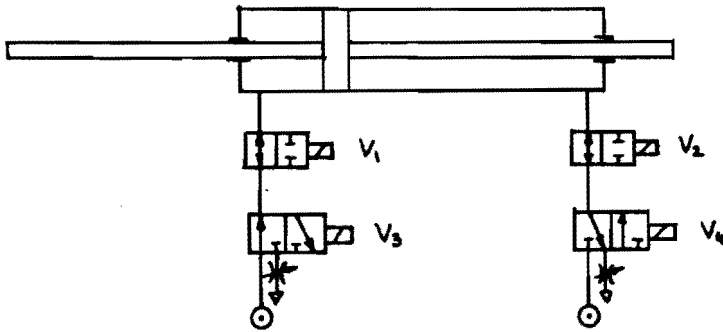


Fig. 11: Afschakelsysteem

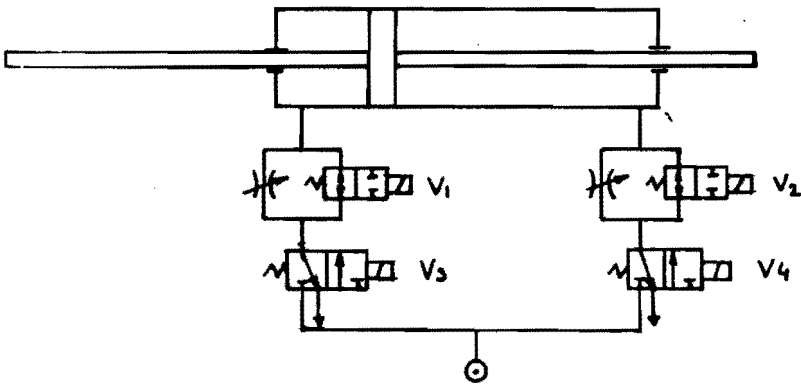


Fig. 12: Afschakelsysteem met kruipsnelheid

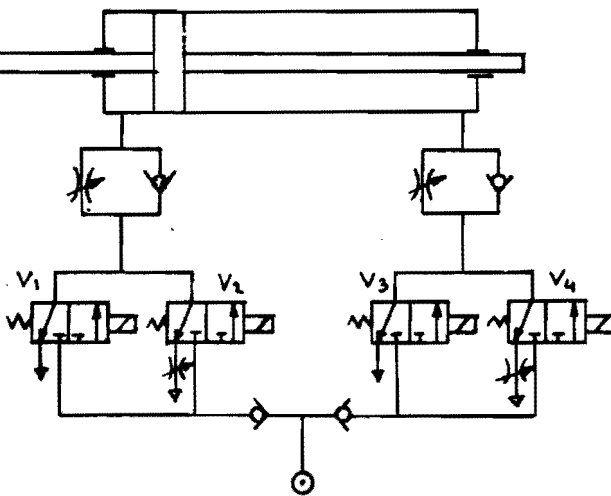


Fig. 13: Tegendrukbesturing

Genoemde schakelingen zijn eenvoudig te realiseren en goedkoop. Ze hebben echter de volgende nadelen:

- als gevolg van de geringe stijfheid is een mechanische blokkeerinrichting vereist
- veranderingen in wrijvingskracht en massa hebben grote invloed op het positioneergedrag
- de overshoot is groot als gevolg van de geringe stijfheid en is ook plaatsafhankelijk.

Pneumatisch-hydraulische ventielssystemen

Door toepassing van een hydraulische cilinder is een grote winst in stijfheid en een verbetering van het bewegingsgedrag te verkrijgen. Fig. 14 geeft een parallelschakeling van een hydraulische en een pneumatische cilinder.

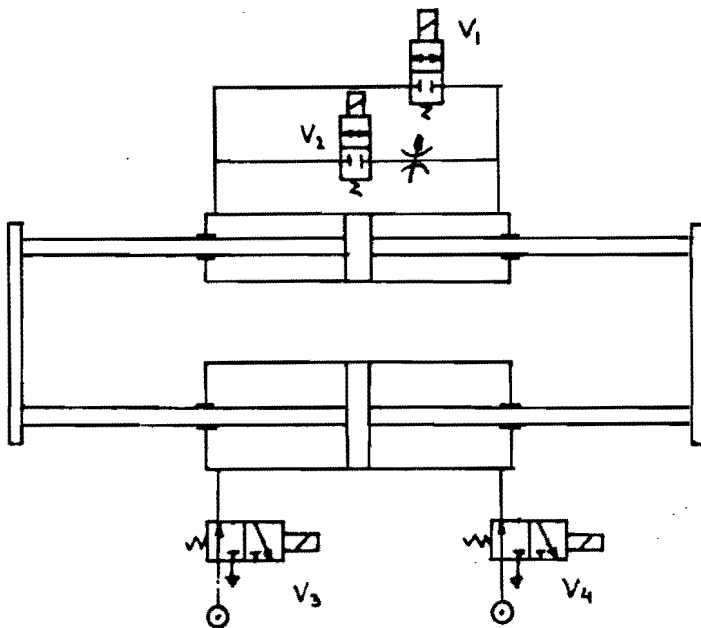


Fig. 14: Pneumatisch-hydraulisch systeem (parallel)

Met de ventielen V_3 en V_4 wordt de pneumatische cilinder aangedreven. Bekrachtiging van V_2 en V_1 geeft de ijlgang, bekrachtiging van V_2 alleen geeft de kruipgang. In onbekrachte toestand zijn beide ventielen V_1 en V_2 gesloten en wordt de cilinder gefixeerd. Dit is ook gunstig bij onverhoopte spanningsuitval van het systeem.

Ook serieschakeling van lucht- en oliecilinders is mogelijk, zie fig. 15.

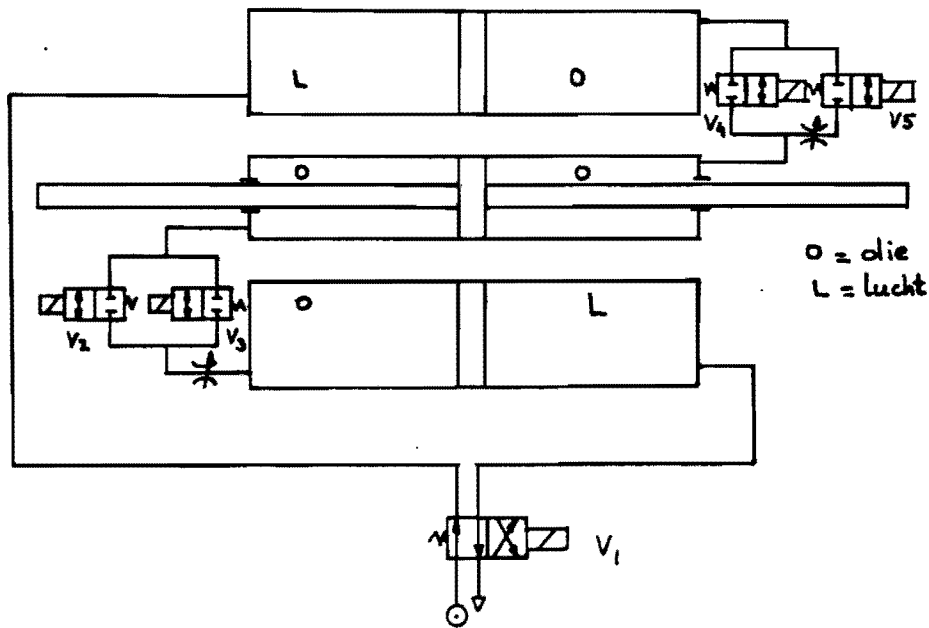


Fig. 15: Pneumatisch-hydraulisch systeem (serie)

Hier wordt gebruik gemaakt van 2 cilinders waar de luchtdruk omgezet wordt in oliedruk. Met ventiel 1 wordt de bewegingsrichting bepaald en met V_2 , V_3 , V_4 en V_5 worden de snelheden ingesteld en wordt gepositioneerd.

Met de toepassing van hydraulische cilinders is een goede fixering mogelijk. De snelheden zijn zeer gelijkmatig en de positionering is goed. De maximale snelheid neemt echter af vanwege de stromingsweerstand in het hydraulische systeem. Nadelig is de toename van het bouwvolume en de kostprijs. Verder zijn voorzieningen nodig om olie lekkage te compenseren.

7. Positioneren met behulp van regelsystemen

Bij een regelsysteem wordt continu actie ondernomen totdat de gewenste en de werkelijke positie aan elkaar gelijk zijn.

De meeste systemen zijn electro-pneumatisch, d.w.z. de terugkoppeling via de sensor gebeurt met een elektrisch signaal. Ook mechanisch pneumatische systemen komen voor, zie fig. 16.

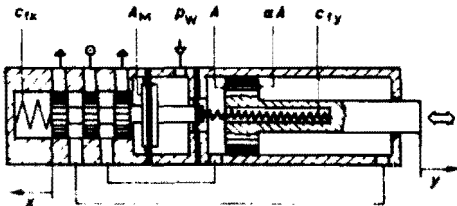


Fig. 16: Servo-systeem

Enkele voorbeelden van electro-pneumatische systemen zijn:

- het servo-ventiel, zie fig. 17
- het schuifventiel met regelmagneet, zie fig. 18
- pulsbreedtesturing, zie fig. 19.

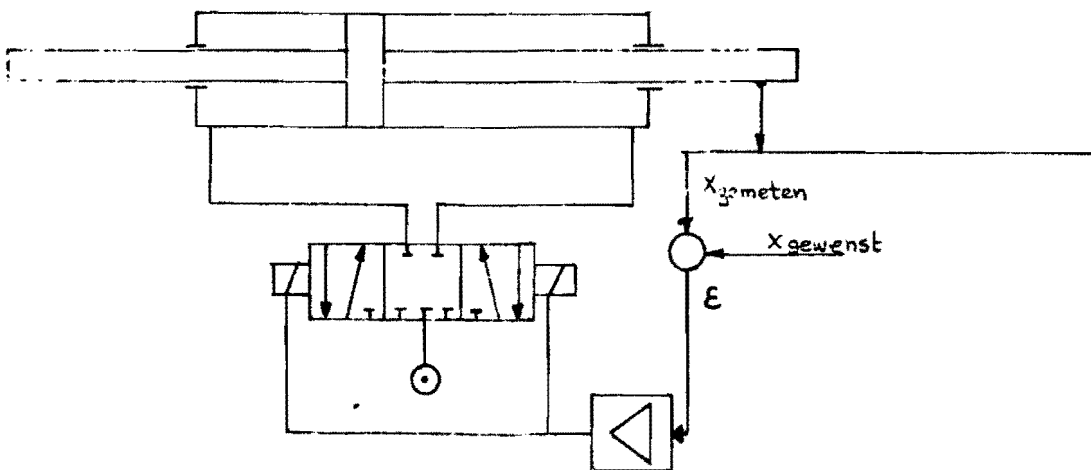


Fig. 17: Servo-ventiel

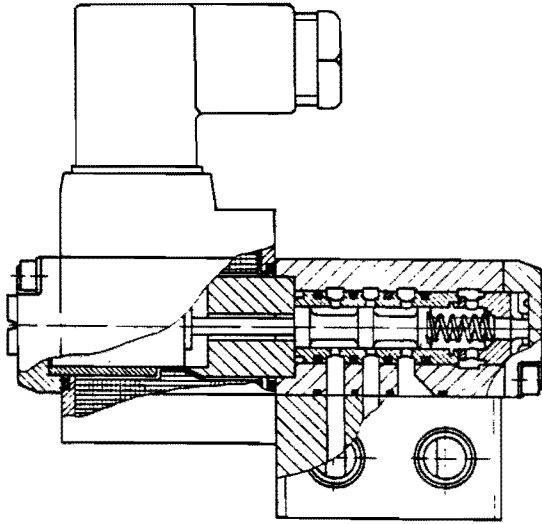


Fig. 18: Schuifventiel met regelmagneet

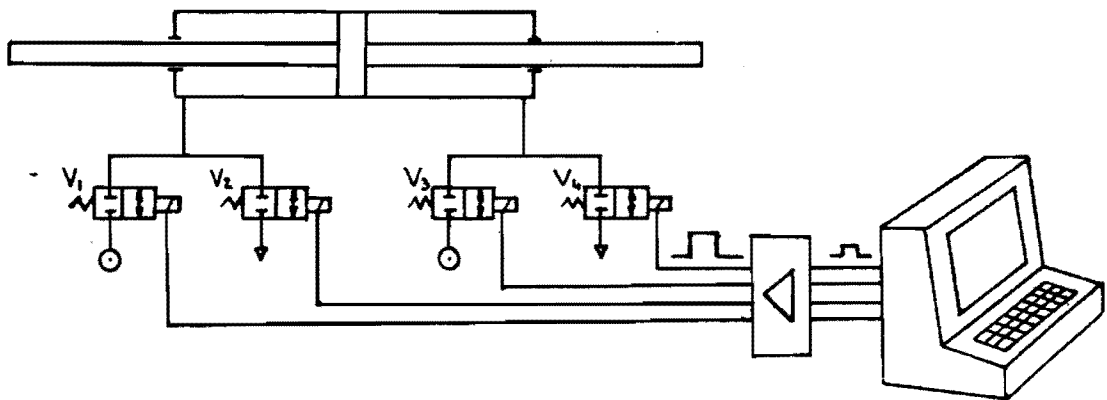


Fig. 19: Pulsbreedtesturing

De ventielen V_1 t/m V_4 kunnen onafhankelijk van elkaar door de microcomputer bekrachtigd worden. Welk(e) ventiel(en) bekrachtigd worden, hangt af van de momentane t.o.v. de gewenste positie. De ventielen worden puls-breedtegemoduleerd aangestuurd. Dit houdt in dat de computer een blok-vormig signaal met een vaste frequentie uitgeeft. Afhankelijk van de ver-eiste massastroom door het ventiel kan deze langer of korter open gehouden worden door T_{in} te variëren tijdens de vaste periodetijd T , zie fig. 20.

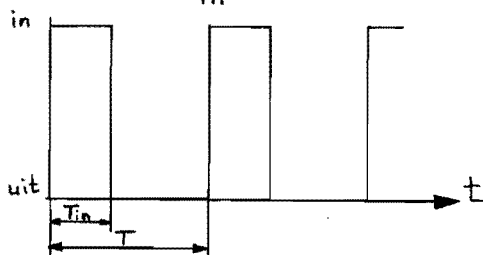


Fig. 20: Pulsbreedtebesturing

De factor $\beta = T_{in}/T$ wordt de modulatiefactor genoemd en deze kan variëren van 0 als het ventiel gesloten is tot 1, als het ventiel geopend blijft (verzadiging).

8. CONCLUSIE

Ten aanzien van de toepassing in de flexibele automatisering zijn de regelsystemen het meest geschikt. Een hoge positioneer-nauwkeurigheid is mogelijk: $\pm 0,01$ mm blijkt haalbaar [6].

De stijfheid die bereikt kan worden is sterk afhankelijk van de besturing (regelactie en regelsnelheid) en de cilinder (afmetingen, zuigerpositie). De positieverandering als gevolg van een stoorkracht moet namelijk door het regelorgaan gecompenseerd worden. Een rem- of kleminrichting kan dan soms ook noodzakelijk zijn.

Bij regelkringen moet rekening gehouden worden met stabiliteitsproblemen als gevolg van het sterke druk- en positieafhankelijke gedrag van de stijfheid van de luchtcilinder en dus de eigenfrequentie van het systeem. Voor een snel reagerend systeem is het bovendien van belang de massa laag te houden: de luchtcilinder werkt als een (zwak) gedempt massaveersysteem met natuurlijke eigenfrequentie $\omega_0 = \sqrt{\frac{c_t}{m}}$, met c_t = veerstijfheid van de luchtkolommen en m = totale bewegende massa.

De beschikbaarheid van geschikte servoventielen is (nog) gering en de kosten ervan zijn erg hoog, vooral indien deze zelf ontwikkeld moeten worden. Toepassing zal dus leiden tot een aanzienlijke kostprijs van het totaalsysteem, waardoor een van de voordelen van de pneumatiek, de gunstige kostprijs, verloren gaat. Een aardig alternatief voor het servoventiel lijkt de regelmagneet met schuifventiel, waarmee ook goede resultaten haalbaar blijken te zijn [7].

Voor toepassingen met niet al te hoge eisen wat betreft nauwkeurige positionering lijkt pulsbreedtegemoduleerde besturing een oplossing. Er kan van eenvoudige en goedkope 2/2 ventielen gebruik gemaakt worden. Een microcomputer, een wegmeetsysteem en een versterkereenheid maken de besturing compleet. Nader onderzoek zal uit moeten wijzen of het systeem kan concurreren met de andere systemen.

POSITIONEREN MET BEHULP VAN STUREN

In het artikel zijn enkele methoden aangegeven om te positioneren met behulp van sturen. In deze bijlage worden voor enkele van deze methoden simulaties uitgevoerd, zodat een indruk omtrent het positioneergedrag verkregen wordt.

In lit [4] is een simulatieprogramma voor het dynamisch gedrag van luchtcilinders beschreven. Door dit programma aan te passen kan het gebruikt worden om het positioneergedrag van een luchtcilinder met massa, als vervanger van een robotmodule met een pneumatische aandrijving, te bestuderen. In het programma wordt een stopcriterium aangebracht (ventielen sluiten/openen of rem in) en wordt een stopplaats (sensor) aangebracht.

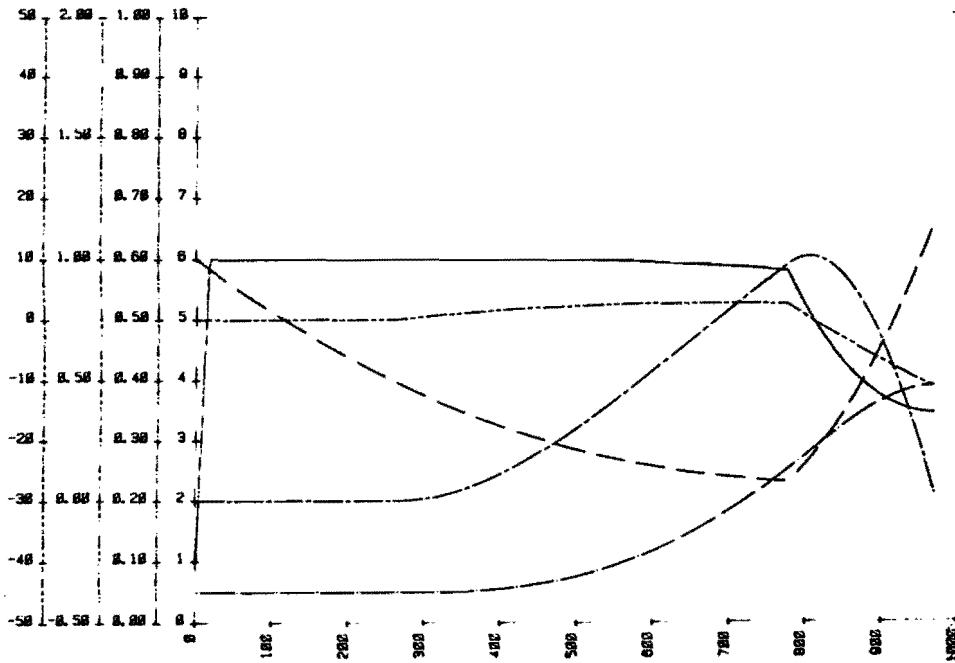
Van de in het artikel genoemde systemen zijn de volgende simulaties uitgevoerd:

- a. ventielsturing 1 - De ventielen worden gesloten door een signaal van de sensor als de positie bereikt is. Als de snelheid nul is, treedt een mechanische blokkeerinrichting in werking (geen 'terugveren').
- b. ventielsturing 2 - Het ventiel aan de inlaatzijde wordt gesloten en het ventiel aan de uitlaatzijde stuurt de voedingsdruk naar de cilinder zodra de sensor de gewenste positie detecteert. Als de snelheid nul is, treedt ook hier een mechanische blokkeerinrichting in werking.
- c. sturen met reminrichting - Op het signaal van de sensor dat de gewenste positie bereikt is, treedt de reminrichting in werking.

Gegevens van de module:

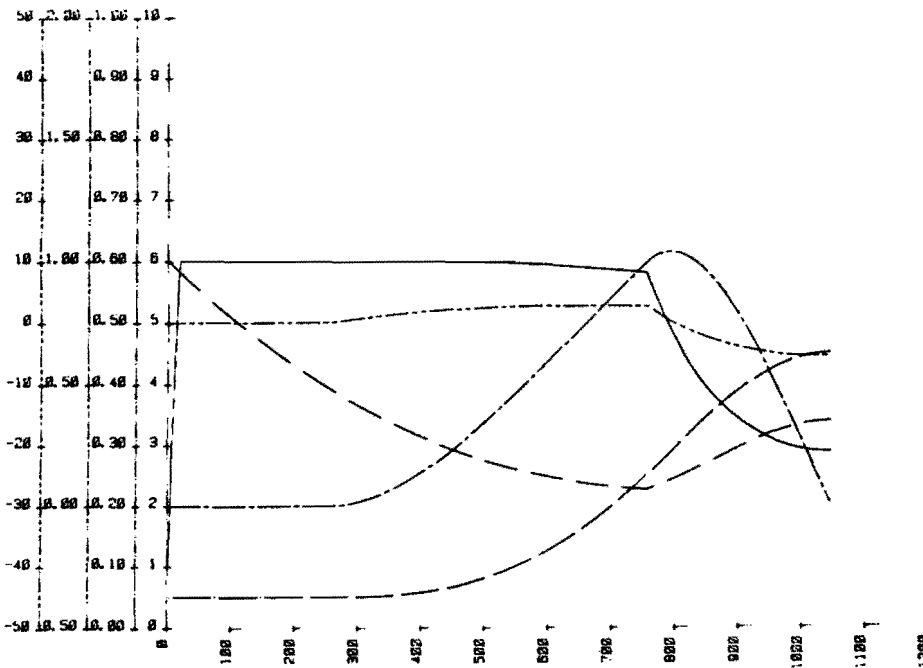
massa	55 kg	voedingsdruk	6 kg/cm ²
opp. inlaatzijde	15.10 ⁻⁶ m ²	wrijvingskracht	250 N
opp. uitlaatzijde	8.10 ⁻⁶ m ²	cilinderdiameter	40.10 ⁻³ m
		cilinderlengte	1 m

Dat van de systemen met ventielsturing geen hoge nauwkeurigheid te verwachten is, is duidelijk, want de compressibiliteit van de lucht is erg groot. Uit de simulaties, zie fig. 1 en 2, volgt dat voor geval a een overshoot van 198 mm en voor geval b een overshoot van 138 mm berekend wordt. Deze overshoot is erg groot en bovendien nog afhankelijk van de plaats, de optredende cilinderdrukken en de bewegende massa.



$A_a = 0.00125 \text{ m}^2$
$A_b = 0.00125 \text{ m}^2$
$A_1 = 15.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
$A_2 = 8.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
$\alpha_1 = 1.00$
$\alpha_2 = 1.00$
$L = 1.00 \text{ m}$
$B = 0.05 \text{ m}$
$P_v = 5.89 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$
$m = 55.0 \text{ kg}$
$F_b = 250 \text{ N}$
$b = 50 \text{ Ns/m}$
$C_v = 0 \text{ N/m}$
$X_0 = 0.050 \text{ m}$
$X_m = 0.990 \text{ m}$
$n_1 = 1.2$
$n_2 = 1.2$
$R = 288 \text{ J/kgK}$
$dt = 2.0 \cdot 10^{-4} \text{ s}$
$T_v = 293 \text{ K}$
$F_v = 0 \text{ N}$
$X_{\text{set}} = 0.250 \text{ m}$
$X_e = 0.198 \text{ m}$

Fig. 1: Geval a: ventielsturing 1
Overshoot: 198 mm



$A_a = 0.00125 \text{ m}^2$
$A_b = 0.00125 \text{ m}^2$
$A_1 = 15.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
$A_2 = 8.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
$\alpha_1 = 1.00$
$\alpha_2 = 1.00$
$L = 1.00 \text{ m}$
$B = 0.05 \text{ m}$
$P_v = 5.89 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$
$m = 55.0 \text{ kg}$
$F_b = 250 \text{ N}$
$b = 50 \text{ Ns/m}$
$C_v = 0 \text{ N/m}$
$X_0 = 0.050 \text{ m}$
$X_m = 0.990 \text{ m}$
$n_1 = 1.2$
$n_2 = 1.2$
$R = 288 \text{ J/kgK}$
$dt = 2.0 \cdot 10^{-4} \text{ s}$
$T_v = 293 \text{ K}$
$F_v = 0 \text{ N}$
$X_{\text{set}} = 0.250 \text{ m}$
$X_e = 0.138 \text{ m}$

Fig. 2: Geval b: ventielsturing 2
Overshoot: 138 mm

De sturing met reminrichting geeft aanmerkelijk betere positioneer-nauwkeurigheden. Deze variëren volgens de simulaties van enkele mm tot ca. 6 cm, afhankelijk van de snelheid, voor een remkracht van 1200 N. Ook deze sturing heeft als nadeel de afhankelijkheid van plaats, massa en cilinderdrukken, echter in veel mindere mate dan a en b. De wrijvingscoëfficiënt en de aandrukkracht zijn constant verondersteld, zodat de remkracht eveneens constant is. In de praktijk zullen deze echter variëren: de wrijvingscoëfficiënt zal variëren als gevolg van slijtage, temperatuur en verontreinigingen, terwijl de aandrukkracht zal variëren omdat bijv. de druk van de aandrukcilinder niet constant is. Dat een variatie van enkele procenten remkracht reeds gevolgen heeft, blijkt wel uit fig. 3, waar de remkracht 1200 N en 1140 N is gekozen: 5% variatie in wrijvingskracht geeft een fout van 2 mm.

CONCLUSIE

Het positioneren met behulp van sturen is verre van ideaal voor de toepassing in de flexibele automatisering: de overshoot is groot en bovendien afhankelijk van de belasting, snelheid en drukken. Toepassing van een ijl-gang - kruipgang-schakeling zal de positioneer-nauwkeurigheid sterk verbeteren, want de af te remmen kinetische energie, $E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$, is veel kleiner. Desondanks is de nauwkeurigheid niet hoog, zoals ook uit [8] blijkt: een nauwkeuriger positionering dan ± 3 mm ligt niet binnen de verwachting, vooral omdat de massa zo groot is.

In de simulaties is verder verondersteld dat de rem en de ventielen ideaal zijn, d.w.z. de schakeltijd is 0 ms. Elk ventiel en elke rem heeft echter een zekere schakeltijd. Een schakeltijd van 15 ms bij een snelheid van 1 m/s geeft reeds een verplaatsing van 1,5 cm!

De bovenstaande methode is alleen redelijk toepasbaar nadat de gemaakte positie zo goed mogelijk opgegeven wordt door de sensor te verstellen. De herhalingsnauwkeurigheid is daardoor voor dit soort systemen redelijk.

De absolute positienauwkeurigheid (off-line instelling) is echter onvoldoende voor praktische toepassingen. Daarom wordt in de volgende bijlage nader ingegaan op positioneren met behulp van regelen.

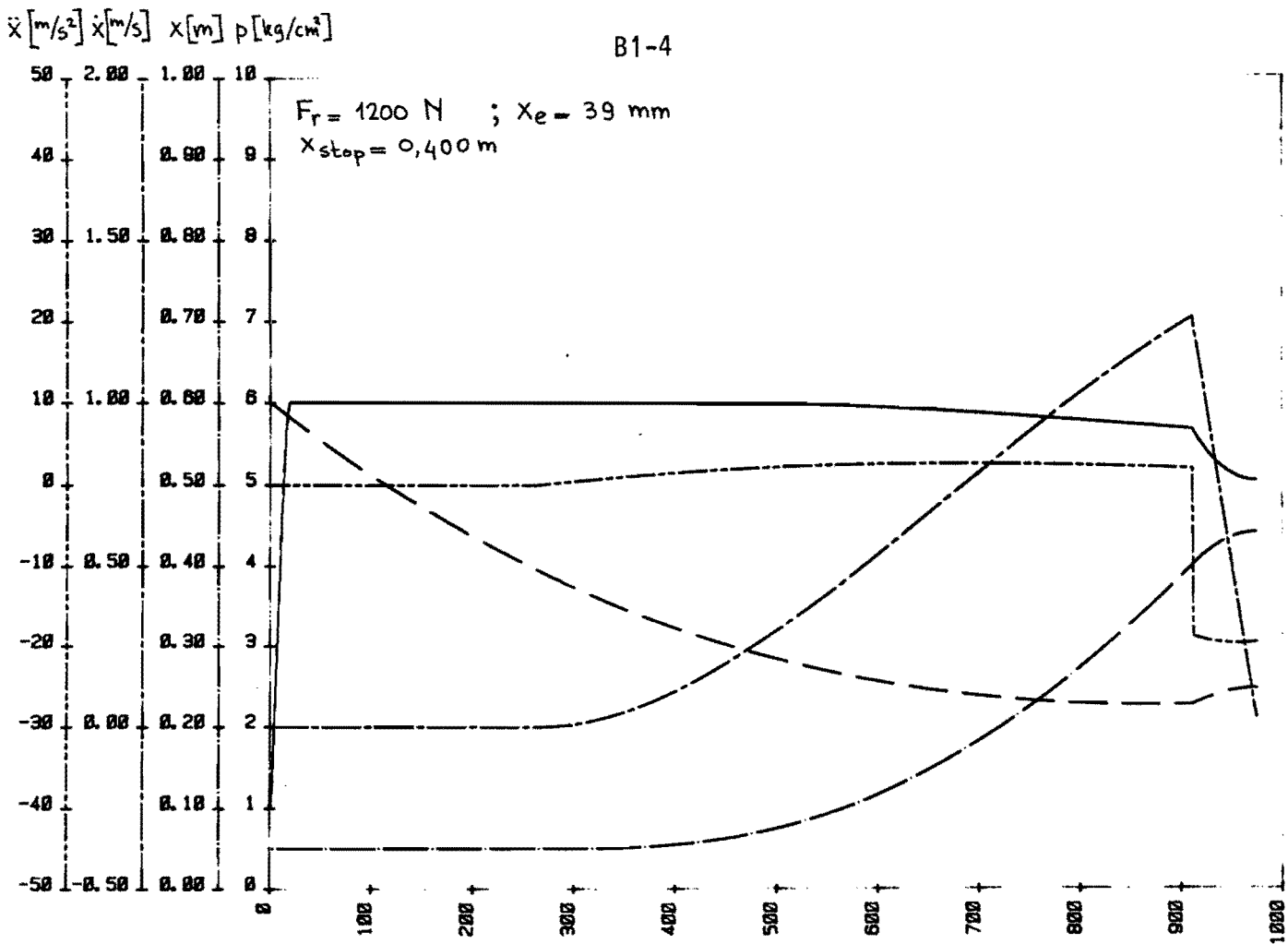


Fig. 3a

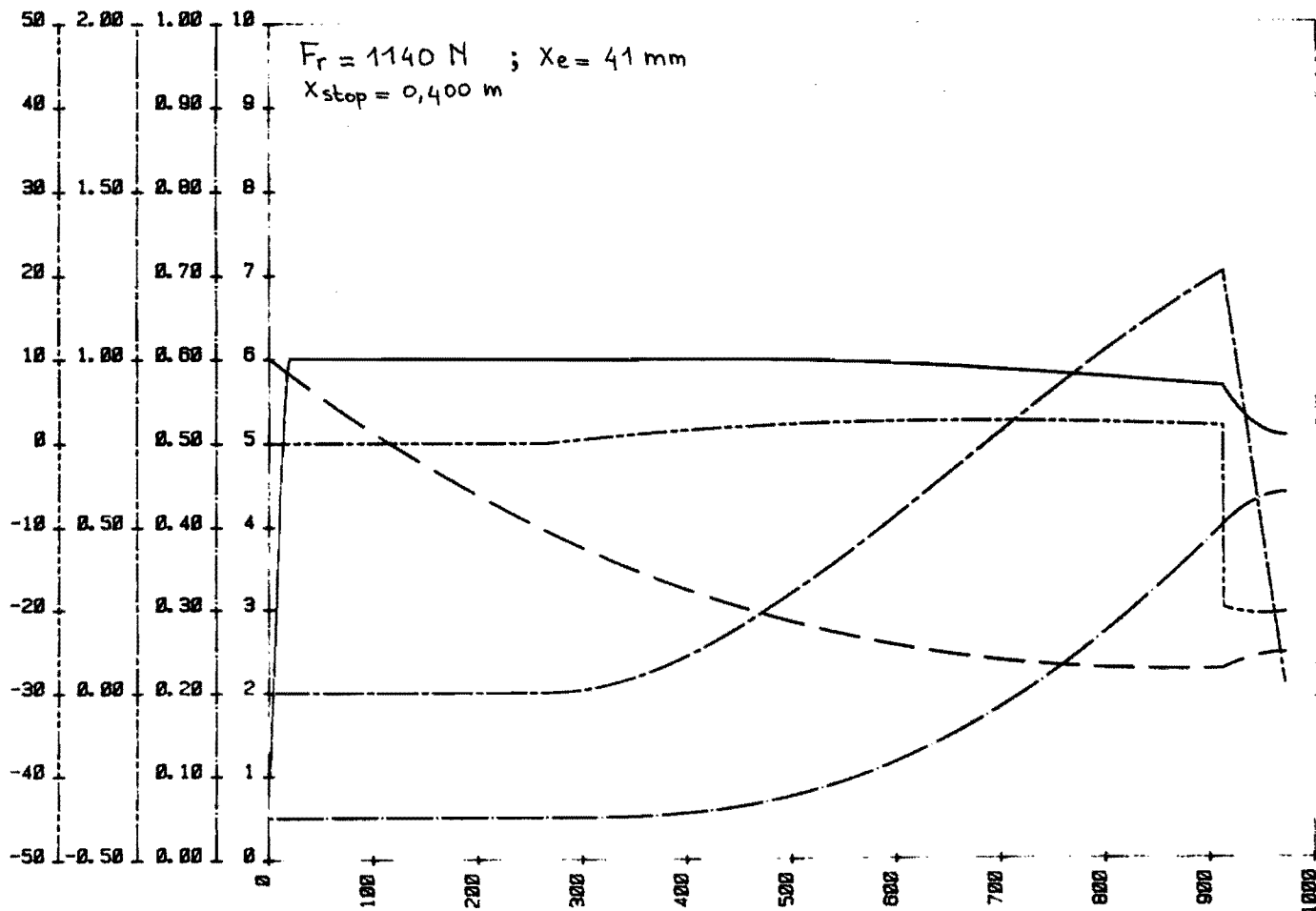


Fig. 3b

POSITIONEREN MET BEHULP VAN REGELEN; AANZET TOT MODULATIE

Bij de aandrijvingen met servo-ventielen, zie fig. 1, wordt het uitgangssignaal, de verplaatsing van de cilinder x_{gem} , door een sensor vergeleken met een ingangssignaal x_{gew} . Het verschil $\varepsilon = x_{gew} - x_{gem}$ wordt via een versterker teruggevoerd naar het servo-ventiel. Regelactie vindt dus continu plaats.

Aan het servo-ventiel worden hoge eisen gesteld wat betreft afdichtingen, lineariteit en hysteresis. Hierdoor wordt het ontwerp erg ingewikkeld en duur.

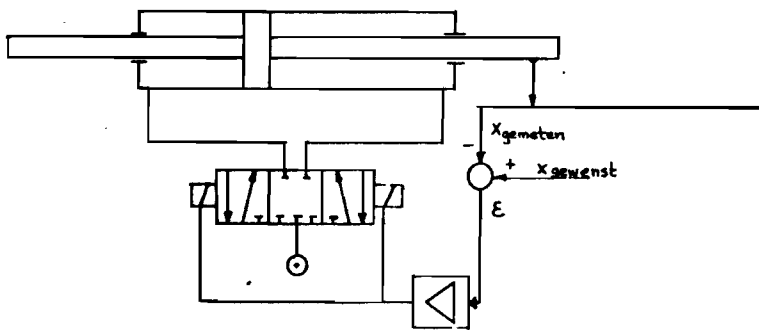


Fig. 1: Aandrijvingen met servo-ventielen

Een eenvoudig servo-systeem kan ook met twee 3/2 ventielen gebouwd worden, zie fig. 2. Beide ventielen worden als functie van ε gemoduleerd bekrachtigd, dat wil zeggen: afhankelijk van de bewegingsrichting en de vereiste massastroom worden de ventielen langer of korter bekrachtigd.

Omdat de ventielen alleen als schakelaars werken, zijn er geen hoge eisen wat betreft wrijving, afdichting, tolerantie t.o.v. elkaar, gesteld.

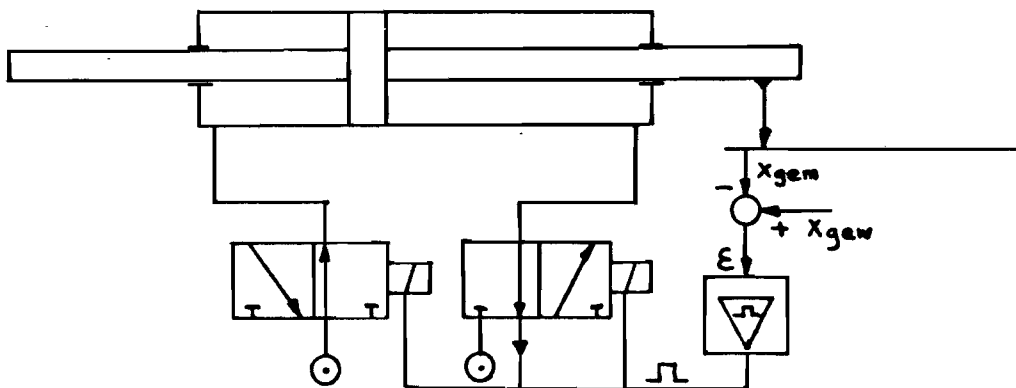


Fig. 2: Servo-systemen met twee 3/2 ventielen

Het nadeel van dit systeem is het hoge energieverbruik, omdat er een continu proces van in- en uitstromen van lucht in beide cilinderruimtes optreedt. Om dit te vermijden worden de beide 3/2 ventielen vervangen door twee 2/2 ventielen, zie fig. 3. De vier ventielen kunnen separaat bekrachtigd worden. De regelaar bepaalt, afhankelijk van bewegingsrichting, positie of snelheid, welke ventielen bekrachtigd worden.

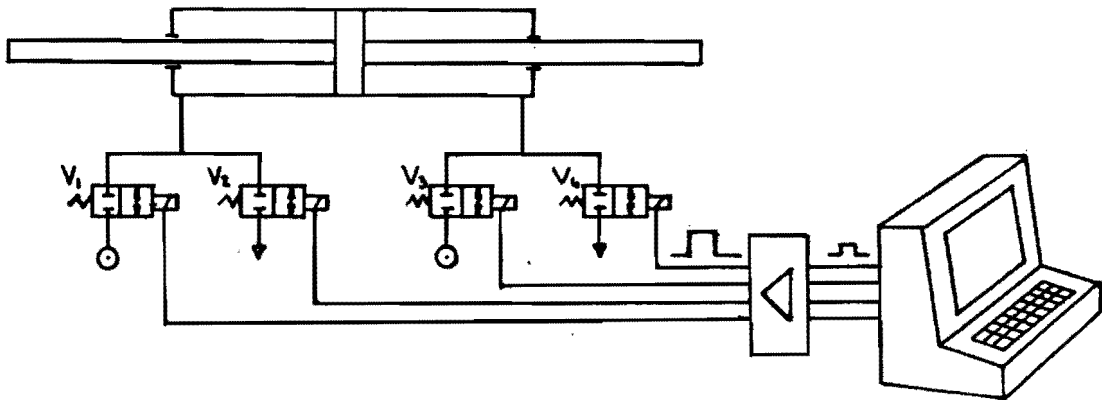


Fig. 3: Servo-systeem met vier 2/2 ventielen

Een belangrijk begrip bij de modulatie is de relatieve inschakelduur. De relatieve inschakelduur, hier de modulatie factor genoemd, wordt gedefinieerd als:

$$\beta = \frac{T_{in}}{T}, \text{ zie fig. 4.}$$

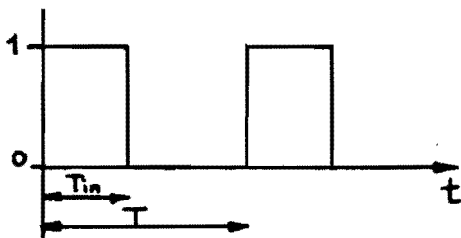


Fig. 4: Inschakelduur

Er zijn twee manieren om de relatieve inschakelduur te veranderen:

1. pulsbreedtesturing
2. pulsfrequentiesturing.

Bij pulsbreedtesturing is de periodetijd T constant en wordt T_{in} gevarieerd, zie fig. 5a.

Bij pulsfrequentiesturing is T_{in} constant en wordt de periodetijd T gevarieerd, zie fig. 5b.

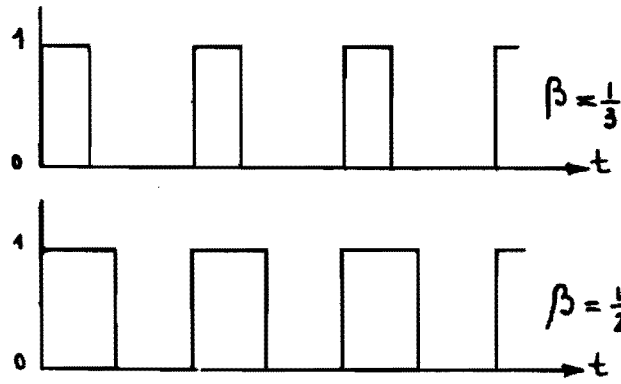


Fig. 5a: Pulsbreedtesturing

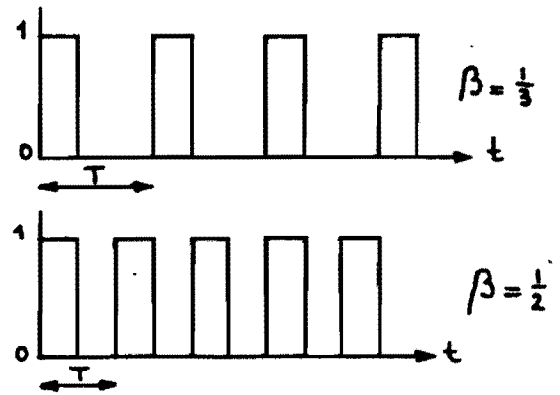


Fig. 5b: Pulsfrequentiesturing

Beide systemen zijn met een microcomputer eenvoudig te realiseren.
De pulsbreedtesturing zal in de volgende bijlage nader geanalyseerd worden.

THEORIE VAN DE PULSBREEDTEMODULATIE

Beschouw een luchtcilinder met gelijke zuigeroppervlakken, zie fig. 1.

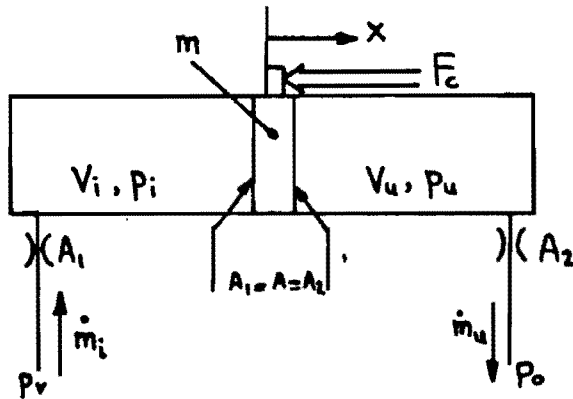


Fig. 1: Model luchtcilinder

Wordt aangenomen dat:

- de gastemperatuur constant blijft: T_v
- de toestand in de cilinder kan worden beschreven door een polytroop:
 $p \cdot v^n = \text{constant}$ (1)
- de volumestromen naar en van de cilinder kunnen worden beschreven door de theoretische massastroomformule: $\dot{m} = A \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \cdot \Psi$, zie [4]
- de massastroom wordt beschreven door de modulatiefactor β over de pulsduur T
- de ventielen aan in- en uitlaat zijde dezelfde stromingscoëfficiënt en oppervlak hebben: $\alpha_1 \cdot A_1 = \alpha_2 \cdot A_2 = A^*$

dan geldt:

$$\dot{m}_i = A^* \cdot \beta \cdot p_v \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_v}} \cdot \Psi_i \left(\frac{p_i}{p_v} \right) = \dot{\rho}_i \cdot V_i + \rho_i \cdot \dot{V}_i \quad (2)$$

$$\dot{m}_u = A^* \cdot \beta \cdot p_u \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_v}} \cdot \Psi_u \left(\frac{p_o}{p_u} \right) = -\dot{\rho}_u \cdot V_u - \rho_u \cdot \dot{V}_u \quad (3)$$

Uit (1) volgt: $d\left(\frac{p}{\rho^n}\right) = \frac{dp}{\rho^n} - \frac{n\rho}{\rho^{n-1}} d\rho = 0$ of $d\rho = \rho \cdot \frac{dp}{np}$ (4)

De tijdsafgeleide van (4) geeft: $\dot{\rho} = \frac{\rho}{np} \dot{p}$ (5)

Substitutie van (5) en de ideale gaswet, $p/\rho = R \cdot T$ in (2) en (3):

$$A^* \cdot \beta \cdot p_v \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_v}} \cdot \psi_i \left(\frac{p_i}{p_v} \right) = \frac{V_i \cdot \dot{p}_i}{n \cdot R \cdot T_v} + \frac{p_i \cdot \dot{V}_i}{R \cdot T_v} \quad (6)$$

$$\text{en } A^* \cdot \beta \cdot p_u \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_v}} \cdot \psi_u \left(\frac{p_o}{p_u} \right) = \frac{V_u \cdot \dot{p}_u}{n \cdot R \cdot T_v} - \frac{p_u \cdot \dot{V}_u}{R \cdot T_v} \quad (7)$$

In het systeem wordt een massa m (= massa zuiger + volgsysteem) geconcentreerd gedacht in de zuiger en werkt een constante uitwendige kracht F_c .

De dempingskracht wordt in eerste instantie verwaarloosd.

De bewegingsvergelijking wordt:

$$-m \cdot \ddot{x} - p_u \cdot A - F_c + p_i \cdot A = 0$$

$$\text{of } m \cdot \ddot{x} + F_c = (p_i - p_u) \cdot A \quad (8)$$

De terugkoppeling in het systeem verloopt via β :

$$\begin{aligned} \beta &= K_\beta \cdot (x_{\text{gew}} - x_{\text{gem}}) \\ &= K_\beta \cdot \varepsilon \end{aligned} \quad (9)$$

Omdat de vergelijkingen (6) t/m (9) een stelsel niet-lineaire vergelijkingen voorstellen, wordt gelineariseerd rond een evenwichtsstand. Hiervoor wordt de middenstand van de cilinder gekozen.

$$\left. \begin{aligned} \text{In deze stand geldt: } V_i &= V_u = V_L \\ x &= \dot{x} = 0 \\ p_1 &= p_2 = p_L \\ \beta &= 0 \\ F_c &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Voor een kleine variatie δ om deze evenwichtsstand geldt voor (2) en (3):

$$\delta \dot{m}_i(\beta) = A^* \cdot p_v \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_v}} \cdot \psi_i \left(\frac{p_L}{p_v} \right) \cdot \delta\beta = K_i \cdot \delta\beta \quad (11)$$

met K_i = stromingsfactor aan inlaatzijde.

$$\delta \dot{m}_u(\beta) = A^* \cdot p_L \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_v}} \cdot \psi_u \left(\frac{p_o}{p_L} \right) \cdot \delta\beta = K_u \cdot \delta\beta \quad (12)$$

met K_u = stromingsfactor aan uitlaatzijde.

Uit vergelijking (6) en (7) volgt met (10), (11) en (12):

$$\delta \dot{m}_i + \delta \dot{m}_u = \frac{1}{T_v} \left\{ \frac{p_L \cdot \delta(\dot{V}_i - \dot{V}_u)}{R} + \frac{V_L \cdot \delta(p_i - p_u)}{n \cdot R} \right\} \quad (13)$$

Verder geldt: $\delta(\dot{V}_i - \dot{V}_u) = \delta \dot{V}_i - \delta \dot{V}_u = A \cdot \delta \dot{x} - - A \cdot \delta \dot{x} = 2 \cdot A \cdot \delta \dot{x}$

$$\text{ofwel: } \dot{V}_i - \dot{V}_u = 2 \cdot A \cdot \dot{x} \quad (14)$$

Uit (8) volgt na differentiëren naar de tijd:

$$m \cdot \ddot{x} + \dot{F}_c = (\dot{p}_i - \dot{p}_u) \cdot A, \text{ dus } \dot{p}_i - \dot{p}_u = \frac{m \cdot \ddot{x} + \dot{F}_c}{A} \quad (15)$$

Combineren van (11) t/m (15) levert tenslotte:

$$(K_i + K_u) \cdot \delta\beta = \frac{1}{T_v} \left\{ \frac{p_L \cdot 2A \cdot \delta x}{R} + \frac{V_L}{nR} \cdot \delta \left(\frac{m \cdot \ddot{x} + \dot{F}_c}{A} \right) \right\} \quad (16)$$

Schrijven we (16) in een iets andere vorm en voeren we in $s = \frac{d}{dt}$, dan volgt hieruit:

$$\left[\frac{m \cdot V_L}{n \cdot R \cdot T_v \cdot A} \cdot s^3 + \frac{2 \cdot p_L \cdot A}{R \cdot T_v} \cdot s \right] \cdot \delta x = (K_i + K_u) \cdot \delta\beta - \frac{V_L}{n \cdot R \cdot A \cdot T_v} \cdot \delta \dot{F}_c \quad (17)$$

Uit (17) volgt:

$$\left[s^2 + \frac{2 \cdot n \cdot p_L \cdot A^2}{m \cdot V_L} \right] \cdot s \cdot \delta x = \left\{ (K_i + K_u) \cdot \delta\beta - \frac{V_L}{n \cdot R \cdot A \cdot T_v} \cdot s \cdot \delta \dot{F}_c \right\} \cdot \frac{n \cdot R \cdot T_v \cdot A}{m \cdot V_L} \quad (18)$$

Met $\omega_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot n \cdot p_L \cdot A}{m \cdot V_L}}$, de natuurlijke eigenfrequentie van een dubbel-

werkende cilinder, en $K_0 = K_i + K_u$ volgt voor vergelijking (18):

$$\left[s^2 + \omega_0^2 \right] \cdot s \cdot \delta x = \frac{n \cdot R \cdot T_v \cdot A}{m \cdot V_L} \cdot \left\{ K_0 \cdot \delta\beta - \frac{V_L}{n \cdot R \cdot T_v \cdot A} \cdot s \cdot \delta \dot{F}_c \right\} \quad (19)$$

Uit vergelijking (19) blijkt dat het systeem ongedempt is (zie aanname van de belasting). Damping kan worden ingevoerd door terugkoppeling van de versnelling of het drukverschil over de zuiger.

De eigenfrequentie van het systeem zal sterk variëren, omdat deze afhankelijk is van plaats, druk en massa.

De factor K_0 is afhankelijk van de massastromen aan de in- en uitlaatzijde van de cilinder.

SIMULATIE VAN EEN PULSBREEDTEGEMODULEERD AANGEDREVEN ROBOTMODULE

De overdrachtsfunctie van de module is bekend, zie (19). Om de berekeningen te vereenvoudigen wordt aangenomen dat er geen stoorkracht optreedt. De overdrachtsfunctie P van het systeem wordt dan:

$$P = \frac{\delta x_{\text{gem}}}{\delta \beta} = \frac{n \cdot R \cdot T_v \cdot A}{m \cdot V_L} \cdot \frac{K_0}{s^3 + \omega_0^2 \cdot s} = \frac{a}{s^3 + \omega_0^2 \cdot s} \quad (20)$$

In bijlage B7 wordt de voor de aandrijving benodigde cilinder bepaald. De module bestaat uit de volgende componenten:

arm	: massa	$m = 55 \text{ kg}$
luchtcilinder	: zuigeroppervlak	$A = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
	polytropische exponent	$n = 1,2$
	druk in de cilinderruimtes	$p_L = 3 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$
	volume van de cilinderruimtes	$V_L = 6,28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$
ventielen	: equivalent oppervlak	$A_e = 10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
	stromingsfunctie	$\psi = 0,48$
positieopnemer (meetlineaal)	: rastersteek	$\delta = 10 \text{ } \mu\text{m}$
voedingsnet	: luchttemperatuur	$T_v = 293 \text{ K}$
	luchtdruk	$p_v = 6 \text{ bar}$

Onder aanname dat ψ constant is voor alle ventielen, volgt met bovenstaande gegevens voor de constanten a en ω_0 uit (20):

$$a = 77 \text{ m}$$

$$\omega_0 = 5,7 \text{ rad/s}$$

De meetlineaal wordt voorgesteld door een versterker met versterkingfactor K . Bij een maximumsnelheid van 1 m/s en een rastersteek van $10 \text{ } \mu\text{m}$ geeft deze lineaal 400.000 bits/sec . Met een 8-bits microprocessor, wordt de versterkingsfactor: $K = \frac{400.000}{127} = 3150$.

Het schema van het positioneersysteem ziet er nu uit als weergegeven in fig. 1.

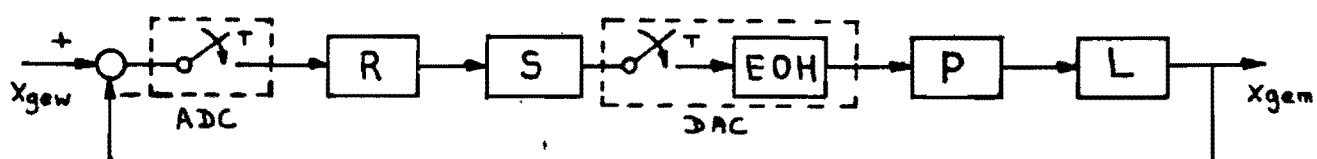


Fig. 1: Positioneersysteem

De gewenste positie wordt ingegeven als x_{gew} , de werkelijke positie is x_{gem} .
Het systeem bestaat uit de volgende componenten:

ADC: analoog digitaal converter

R : digitale regelaar

S : schaalproces

DAC: digitaal analoog converter

P : te regelen proces; met $P = \frac{a}{s(s^2 + \omega_0^2)}$

L : lineaal met versterkingsfactor $K = 3150$.

Bovenstaand positioneersysteem kan gesimuleerd worden met een simulatieprogramma dat in de vakgroep WPB aanwezig is: "Simulatie PID-positieregelaar". Ook voor andere systemen, zoals de positieregeling met servo-ventielen, kan het simulatieprogramma toegepast worden.

Om de simulaties uit te kunnen voeren, moet de invoer aangepast worden: de regelactie en het proces moeten in de vorm van een differentievergelijking ingevoerd worden. Als regelactie voor het systeem wordt een PD-actie gekozen omdat bij de eerste verkennende simulaties minder kans op instabiliteit aanwezig is.

Een regelaar met PD-actie wordt in het s-domein voorgesteld door

$$\frac{u(s)}{e(s)} = K_R (1 + T_d \cdot s), \quad (21)$$

met K_R = versterkingsfactor

T_d = versterkingsfactor differentiërende actie.

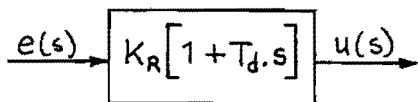


Fig. 2: PD-regelaar

Toepassing van de z-transformatie op (21) geeft:

$$\frac{u(z)}{e(z)} = K_R \left(1 + \frac{T_d}{T_s} \cdot \frac{z-1}{z} \right) = K_R \left(1 + \frac{T_d}{T_s} - \frac{1}{z} \cdot \frac{T_d}{T_s} \right) \quad (22)$$

Schrijven we (22) in de vorm van een differentievergelijking, dan geldt:

$$u(nT) = e(nT) \cdot \left(1 + \frac{T_d}{T_s} \right) \cdot K_R - e(nT - T) \cdot \frac{T_d}{T_s} \cdot K_R \quad (23)$$

Het proces P wordt ingevoerd samen met het eerste orde houdcircuit (EOH) en de lineaal L, zie fig. 3.

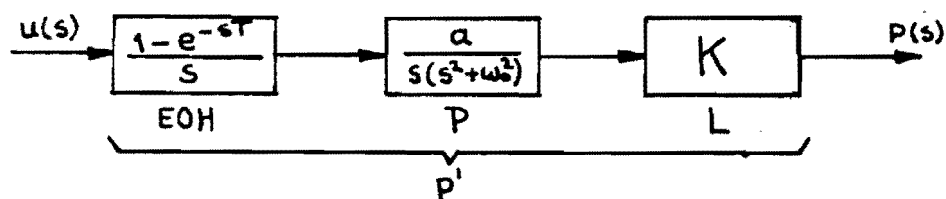


Fig. 3: Proces P' met ingangs- en uitgangssignaal.

Voor het proces P' geldt nu:

$$p' = \frac{p(s)}{u(s)} = \frac{1 - e^{-sT}}{s} \cdot \frac{a}{s(s^2 + \omega_0^2)} \cdot K \quad (24)$$

Passen we de z-transformatie toe op (24) dan volgt:

$$\begin{aligned} \frac{p(z)}{u(z)} &= Z \left\{ \frac{1 - e^{-sT}}{s} \cdot \frac{a}{s(s^2 + \omega_0^2)} \cdot K \right\} = K \cdot a \cdot (1 - z^{-1}) Z \left\{ \frac{1}{s^2(s^2 + \omega_0^2)} \right\} \\ &= \frac{K \cdot a \cdot z^2(\omega_0 T - \sin \omega_0 T) + z(2 \sin \omega_0 T - 2 \omega_0 T \cos \omega_0 T) + (\omega_0 T - \sin \omega_0 T)}{\omega_0^3 (z^3 - (2 \cos \omega_0 T + 1)z^2 + (2 \cos \omega_0 T + 1)z - 1)} \quad (25) \end{aligned}$$

Veronderstel nu dat voor (25) geldt:

$$\frac{p(z)}{u(z)} = \frac{K \cdot a}{\omega_0^3} \cdot \frac{A \cdot z^2 + B \cdot z + C}{z^3 - D \cdot z^2 + E \cdot z - 1} \quad (26)$$

Dan volgt uit (26):

$$p(z) \cdot (1 - D \cdot z^{-1} + E \cdot z^{-2} - z^{-3}) = K \cdot \frac{a}{\omega_0^3} \cdot (A \cdot z^{-1} + B \cdot z^{-2} + C \cdot z^{-3}) \quad (27)$$

De differentievergelijking voor p(nT) wordt dan:

$$p(nT) = D \cdot p(nT-T) - E \cdot p(nT-2T) + p(nT-3T) + K \cdot \frac{a}{\omega_0^3} \cdot \{A \cdot u(nT-T) + B \cdot u(nT-2T) + C \cdot u(nT-3T)\} \quad (28)$$

met: $A = \omega_0 \cdot T - \sin \omega_0 \cdot T$

$$B = 2 \cdot \sin \omega_0 \cdot T - 2 \cdot \omega_0 \cdot T \cdot \cos \omega_0 \cdot T$$

$$C = \omega_0 \cdot T - \sin \omega_0 \cdot T$$

$$D = 2 \cdot \cos \omega_0 \cdot T + 1$$

$$E = 2 \cdot \cos \omega_0 \cdot T + 1$$

Omdat de uitgang van de regelaar als uitgang een getal van -128 tot +127 uitgeeft en $\delta\beta$ tussen -1 en +1 moet liggen, is het schaalproces S ingevoerd. Het positioneersysteem, met de symbolen zoals deze voorkomen in het simulatieprogramma, is weergegeven in fig. 4.

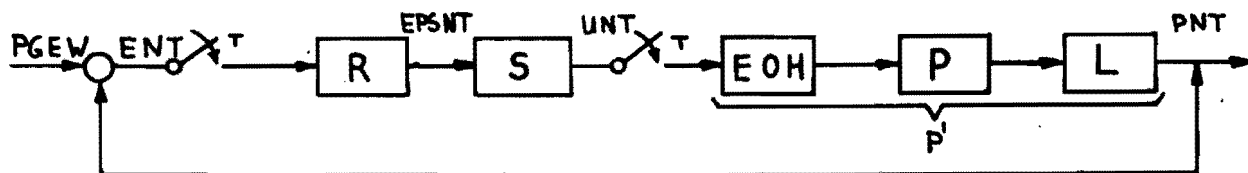


Fig. 4: Positioneersysteem

De relaties met de grootheden uit fig. 3 zijn:

$$PGEW \equiv x_{gew}$$

$$PNT \equiv x_{gem}$$

$$ENT \equiv x_{gem} - x_{gew}$$

$$EPSNT \equiv \delta\beta \text{ (ongeschaald)}$$

$$UNT \equiv \delta\beta \text{ (geschaald)}$$

Het simulatieprogramma is opgenomen in bijlage B8.

Met behulp van de zogenaamde "trialand error"-methode werd voor het positioneersysteem de in fig. 5 weergegeven positioneercurve getekend.

Vanuit de middenpositie van de arm wordt de gewenste positie "100" opgegeven, die overeenkomt met $100 \cdot 0,01 = 1\text{mm}$.

De bijbehorende parameters zijn: $K_R = 5 \cdot 10^{-4}$

$$T_d = -2$$

$$T_s = 0,3$$

Opvallend aan de karakteristiek is de grote overshoot en het langzame terugregelen. Verder valt op dat de versterkingsfactor van de differentiërende actie negatief is, wat tot gevolg heeft dat de proportionele versterking van het systeem groter wordt als de positie nog niet bereikt is; de versterking wordt eveneens groter als de positie overschreden wordt. Dit is duidelijk in te zien aan de hand van vergelijking (23).

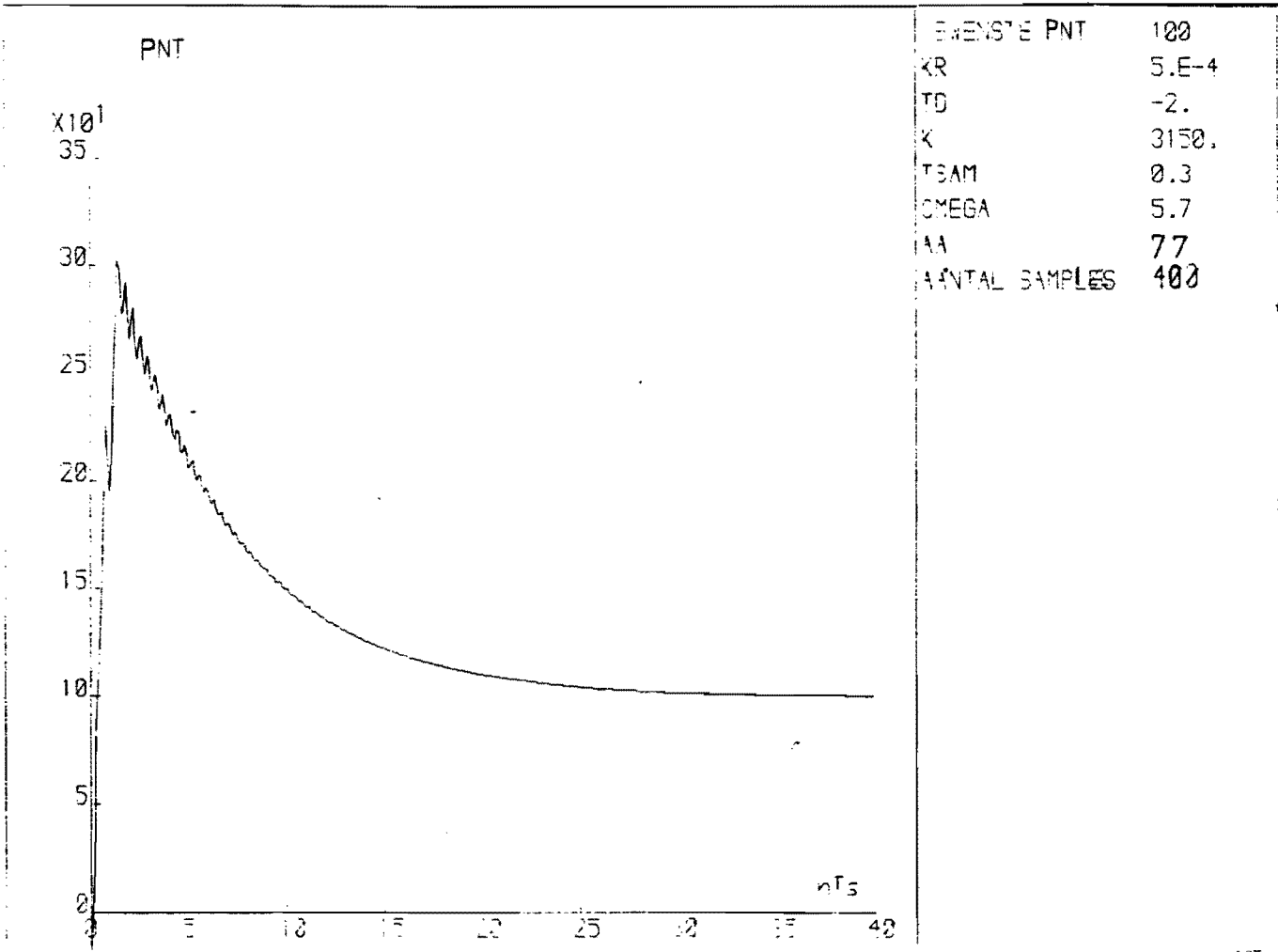


Fig. 5

Als de gewenste positie PNT nog niet bereikt is, is $e(nT) < e(nT - T)$, dus

$$\begin{aligned} u(nT) &= K_R \cdot e(nT) + K_R \cdot \left| \frac{T_d}{T_s} \right| \cdot e(nT - T) - K_R \cdot \frac{T_d}{T_s} \cdot e(nT) \\ &= K_R \cdot e(nT) + K_R \cdot \left| \frac{T_d}{T_s} \right| \cdot (e(nT - T) - e(nT)) \end{aligned}$$

Als de gewenste positie PNT overschreden is en teruggeregeld wordt, is $e(nT) > e(nT - T)$. Nu geldt:

$$u(nT) = K_R \cdot e(nT) + K_R \cdot \left| \frac{T_d}{T_s} \right| \cdot (e(nT - T) - e(nT)).$$

Bovendien geldt: $e(nT) > e(nT - T)$, zodat de ingang $u(nT)$ van het proces toeneemt.

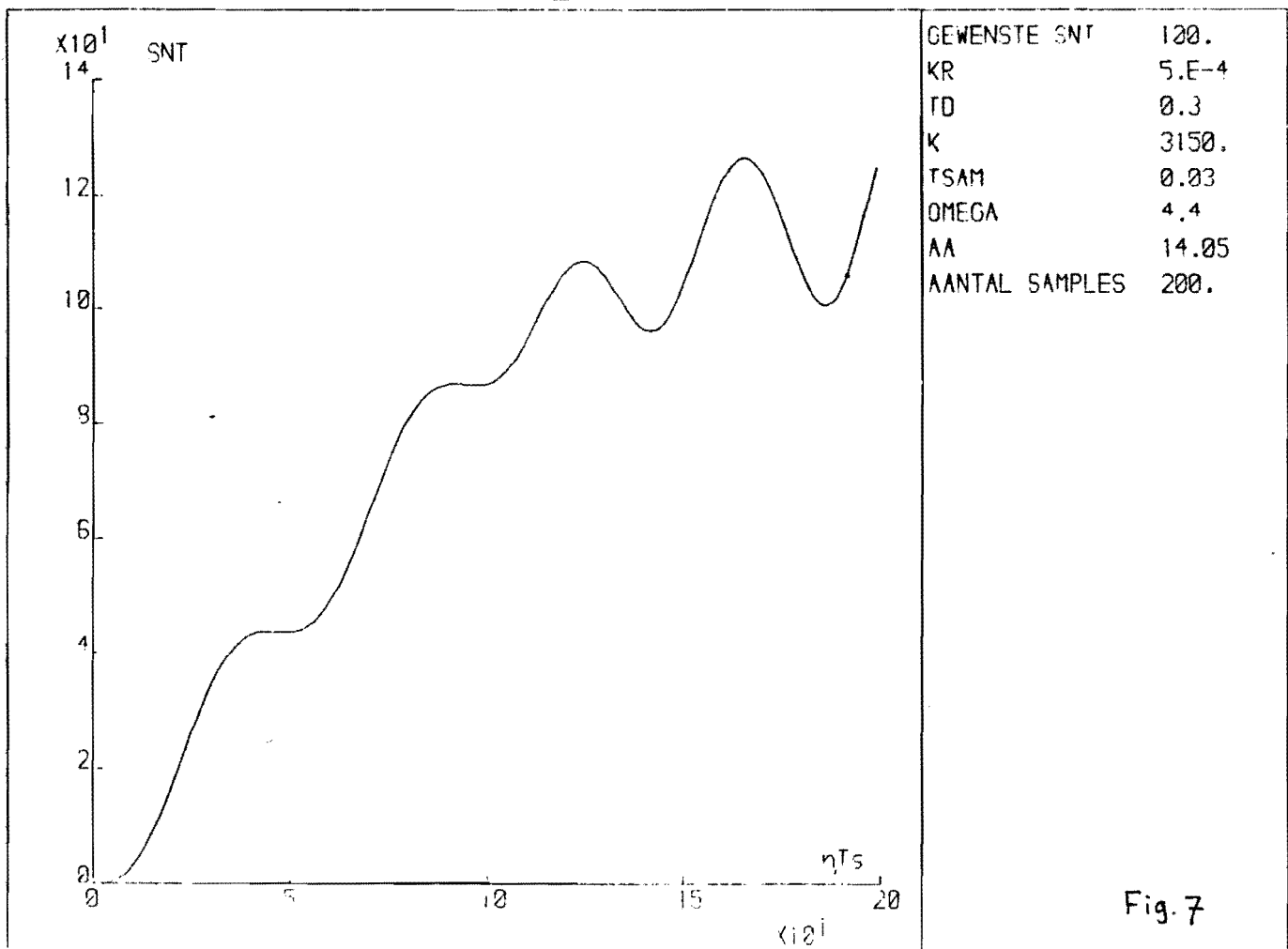
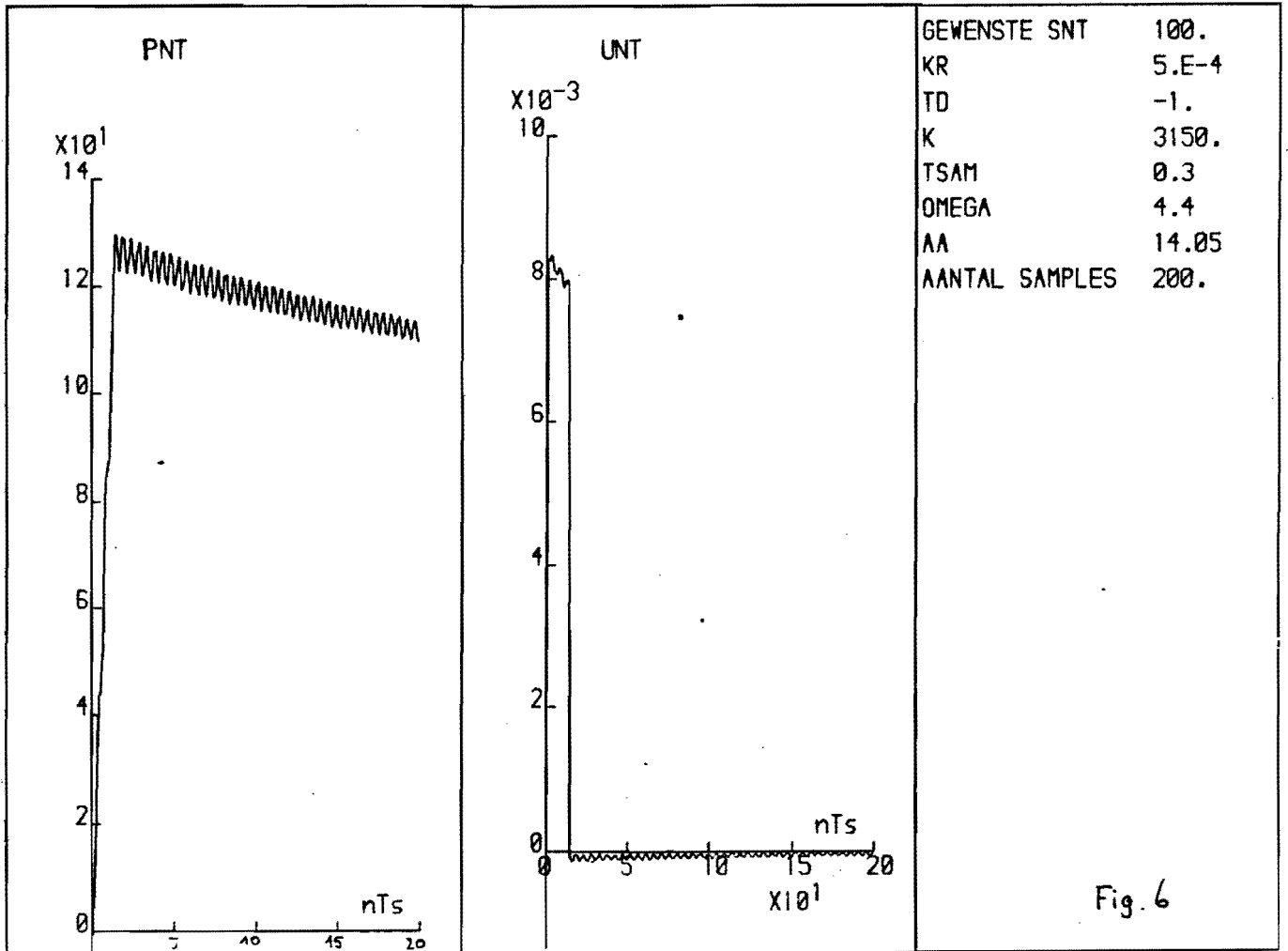
Dat de invloed van de parameters op het positioneergedrag groot is blijkt uit fig. 5 en 6.

Voor deze simulatie zijn de volgende wijzigingen aangebracht:

- cilinderdiameter: 30 mm i.p.v. 40 mm
- equivalent oppervlak ventielen: $2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ i.p.v. $10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$.

Hierdoor worden de waarden ω_0 en a : 4,4 rad/s resp. 14,05 m.

De overshoot is nu veel minder, maar hetzelfde langzame terugregelen naar de gewenste positie treedt hier ook op. Ook nu is de differentiërende actie weer negatief. Een positieve factor levert een instabiel gedrag zoals uit fig. 7 blijkt.



CONCLUSIE

Een mogelijke oorzaak van het 'moeilijke' positioneergedrag kan gezocht worden in het feit dat het proces verondersteld werd ongedempt te zijn, zodat de regelaar het systeem stabiel moet maken. Een snelheids- en versnellingsterugkoppeling zal hierin verbetering aanbrengen.

Nader onderzoek van het positioneergedrag is echter wegens tijdgebrek niet mogelijk geweest.

Er zullen nog meer aannamen onderzocht moeten worden: zo variëren ω_0 en α sterk als functie van de plaats, de massa en de optredende cilinderdrukken. Door variatie van deze parameters kan een inzicht verkregen worden in het gedrag van het systeem met betrekking tot positioneren en stabiliteit.

De ventielen worden ideaal verondersteld, hetgeen wil zeggen dat de massastromen lineair in 128 stappen van $\dot{m} = 0$ tot $\dot{m} = \dot{m}_{\max}$ geregeld kunnen worden. In werkelijkheid heeft het ventiel een minimale schakeltijd en ook de massastroom zal zich als gevolg van de inschakelverschijnselen niet lineair gedragen.

De wrijving zal invloed hebben op het positioneergedrag omdat deze niet constant is, maar afhankelijk is van vooral de snelheid en de cilinderdrukken.

Als gevolg van de cilindercapaciteit zullen de drukpulsen uitdempen in de cilinder. In hoeverre dit opgaat zal door metingen moeten worden uitgewezen. In de volgende bijlage zijn enkele metingen verricht waarbij voor verschillende periodetijden en modulatiefactoren het bewegingsgedrag is gemeten.

Opmerking bij de berekening van de versterkingsfactor:

bij de berekening van de versterkingsfactor is uitgegaan van een rastersteek van $10 \mu\text{m}$ met viervoudige interpolatie. Dit moet echter zijn: $40 \mu\text{m}$, met viervoudige interpolatie. Voor de simulaties heeft dit echter geringe consequenties.

METING VAN HET BEWEGINGSGEDRAGHet bewegingsgedrag

Omdat in bijlage B4 werd gewezen op de mogelijke invloed van de gepulste massastroom op het bewegingsgedrag, zijn enkele verkennende metingen verricht aan een dubbelwerkende luchtcilinder met een doorsnede van 76 mm, een stangdiameter van 25 mm en een slaglengte van 30 cm. Aan de cilinderstang is een slede bevestigd waarop gewichten aangebracht kunnen worden, zodat verschillende massabelastingen gesimuleerd kunnen worden, zie fig. 1.

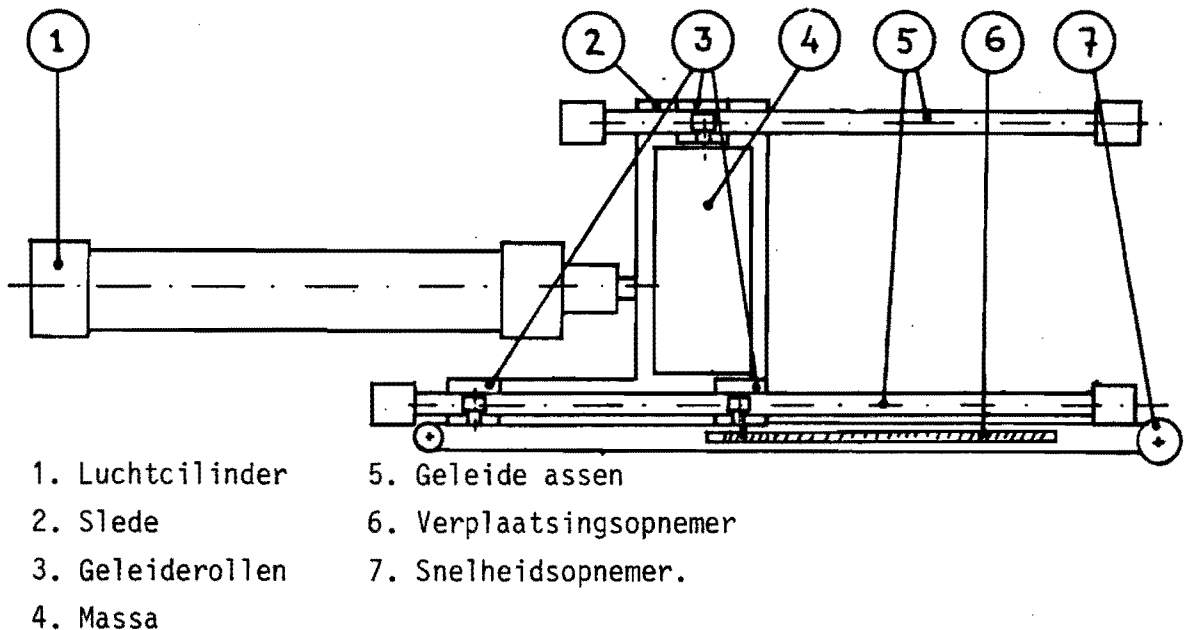


Fig. 1: Meetopstelling

In de leiding aan uitlaatzijde is een regelbaar smoorventiel aangebracht, zodat de uitgaande massastroom ingesteld kan worden. De massastroom aan inlaatzijde wordt pulsbreedtegemoduleerd geregeld. Het ventiel is een 2/2-ventiel, merk FESTO, type MX-2- $\frac{1}{4}$.

Het gemoduleerde signaal wordt gegenereerd met een PLC van Texas Instruments, de 5 TI. Met behulp van de timerfunctie op de PLC is het mogelijk om tijdintervallen van 0,01 s (TMR 1) en 0,1 s (TMR) of veelvouden hiervan te maken. Omdat de scantijd (10 ms) van de PLC een rol speelt bij de bepaling van de juiste periodetijd is m.b.v. een oscilloscoop de juiste cyclustijd bepaald. De minimale schakelduur van de PLC bedraagt 0,01 s en de schakeltijd van het ventiel bedraagt ca. 15 ms. De periodetijd wordt 200 ms genomen, zodat β kan variëren van 0,05 tot 1 (verzadiging).

De parameters van de simulatie zijn:

cyclustijd : $T = 200$ ms

belasting : $m = 20$ kg

$F_c = 250$ N

$F_w = 45$ N

voedingsdruk : $p_v = 6$ kg/cm² (abs)

smoring : geen, gemeten bij $\beta = 0,05 - 0,5 - 0,7$ (zie resp. fig. 2, 3 en 4)

weinig, gemeten bij $\beta = 0,05 - 0,5 - 0,7$ (zie resp. fig. 5, 6 en 7)

veel, gemeten bij $\beta = 0,05 - 0,5 - 0,7$ (zie resp. fig. 8, 9 en 10).

De modulatiefactor heeft een grote invloed op het bewegingsgedrag, zoals duidelijk blijkt uit fig. 2 t/m 10. Voor kleine waarden van β is het bewegingsgedrag sterk oscillerend; naarmate β groter wordt, wordt het gedrag van continue instroming beter benaderd en treedt een constanter bewegingsverloop op.

De uitlaatdruk speelt ook een grote rol: bij het begin van de beweging is de druk aan uitlaatzijde gelijk aan de atmosferische druk. De wrijvingskracht neemt af tijdens de beweging en de zuigersnelheid neemt sterk toe. Als gevolg hiervan neemt de druk aan de inlaatzijde sterk af en aan uitlaatzijde toe. Dit kan in zo'n sterke mate optreden, dat zelfs een teruggaande beweging optreedt: zie fig. 8a. Als zich bij voortgaande beweging een druk aan uitlaatzijde heeft opgebouwd, wordt het trillende gedrag minder.

Met het smoorventiel aan de uitlaatzijde wordt de snelheid ingesteld. Het blijkt echter dat de instelling van de snelheid niet los gezien kan worden van de smoring aan inlaatzijde: de massastroom aan inlaatzijde, die theoretisch evenredig is met β , moet voldoende groot zijn om de druk aan inlaatzijde niet te sterk te laten dalen als de beweging begint.

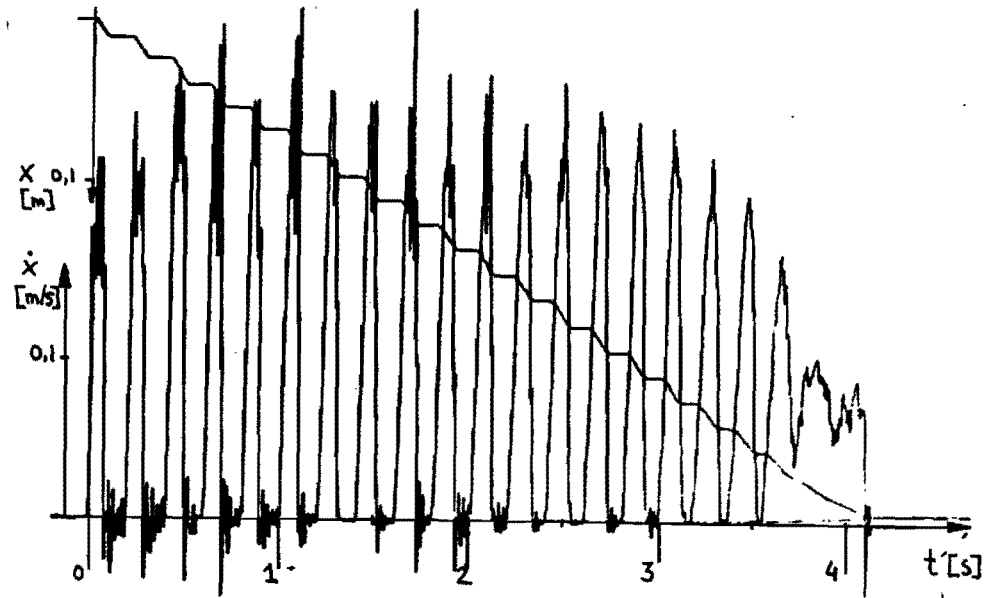


Fig. 2: bewegingsverloop; geen smoring, $\beta = 0,05$

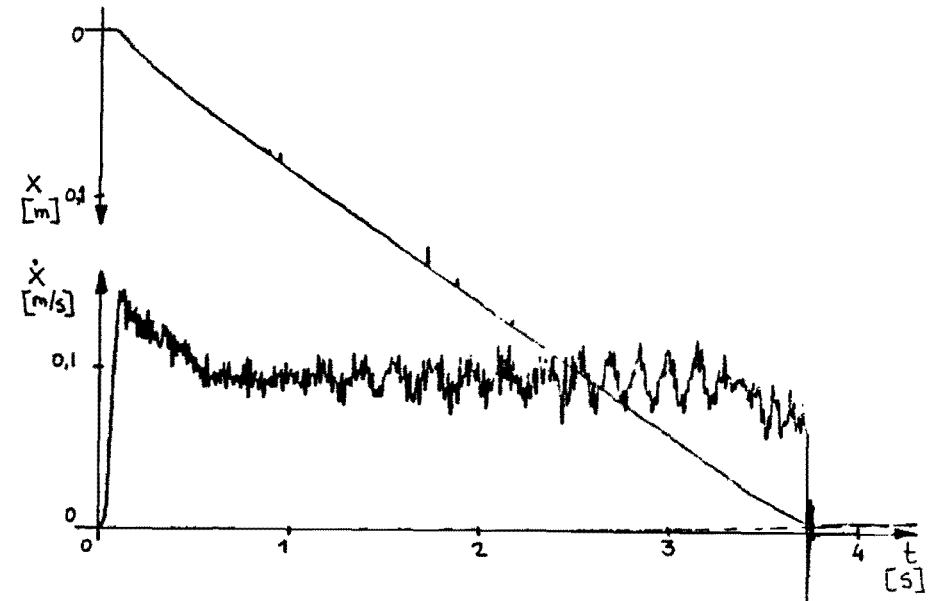


Fig. 4: bewegingsverloop; geen smoring, $\beta = 0,7$

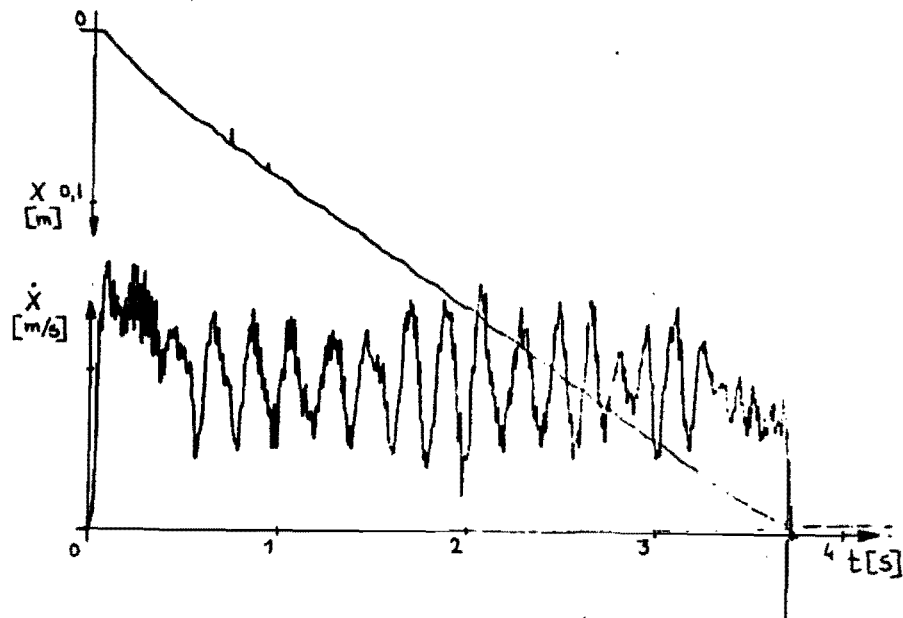


Fig. 3: bewegingsverloop; geen smoring, $\beta = 0,5$

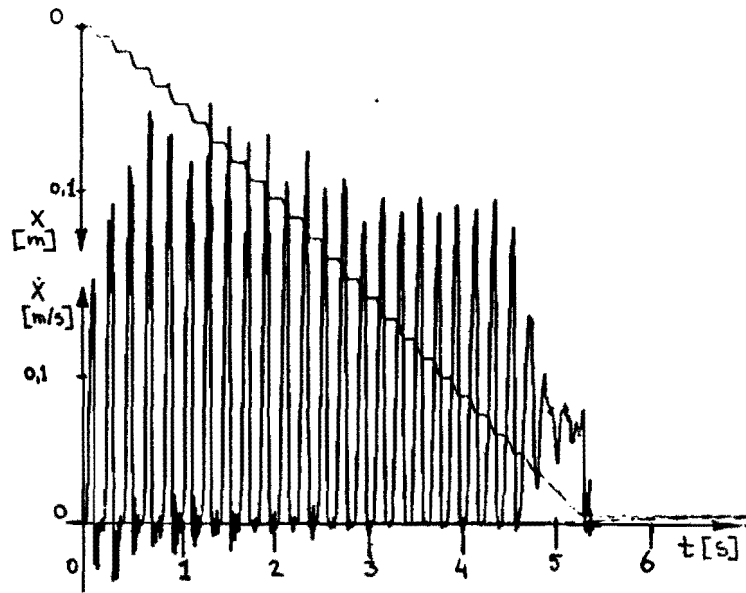


Fig. 5: bewegingsverloop; weinig smoring, $\beta = 0,05$

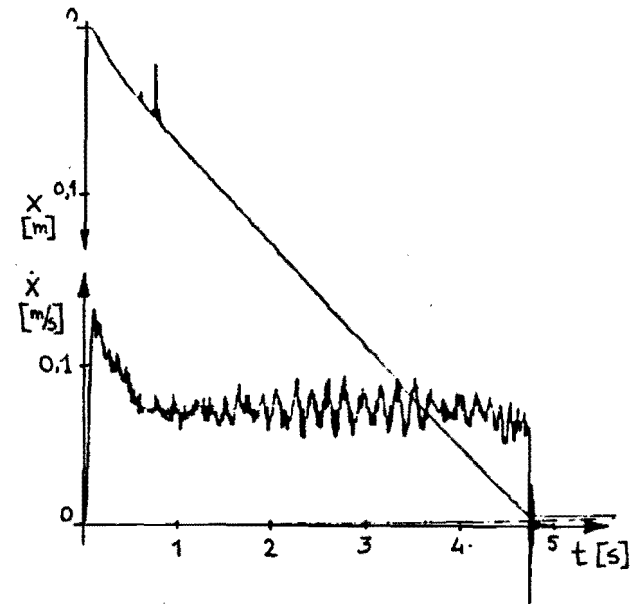


Fig. 7: bewegingsverloop; weinig smoring, $\beta = 0,7$

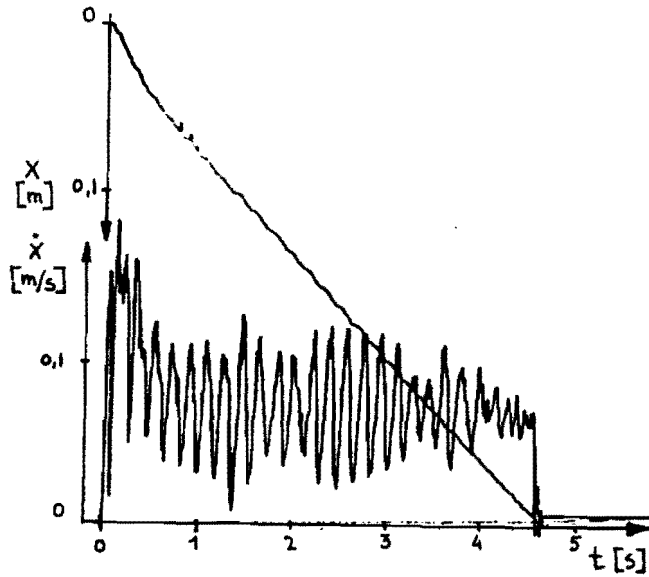


Fig. 6: bewegingsverloop; weinig smoring, $\beta = 0,5$

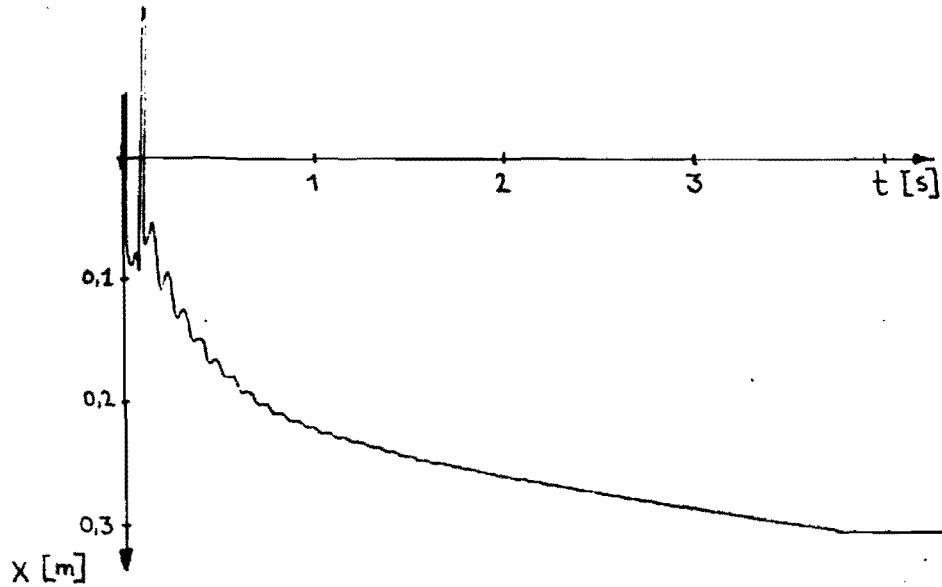


Fig. 8a

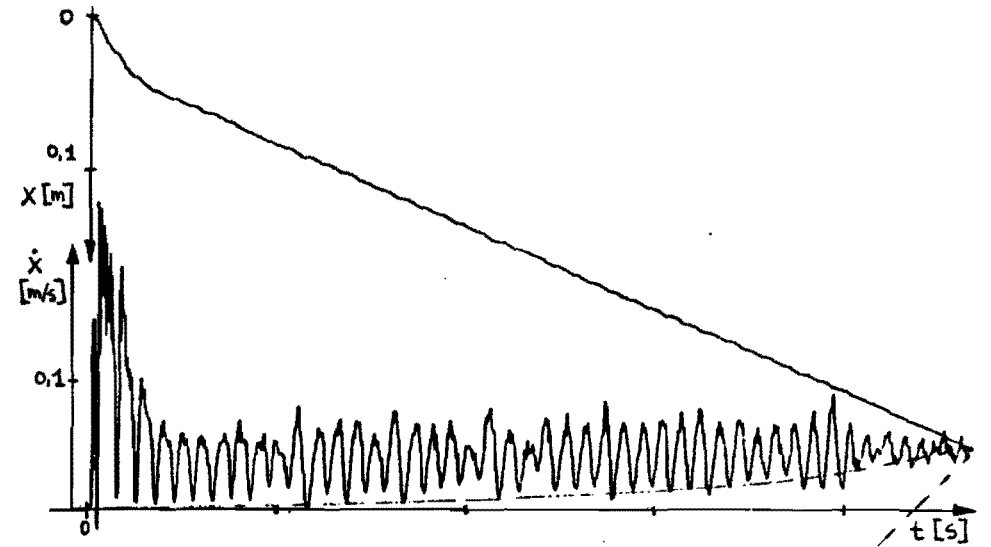


Fig. 9: bewegingsverloop; veel smoring, $\beta = 0,5$

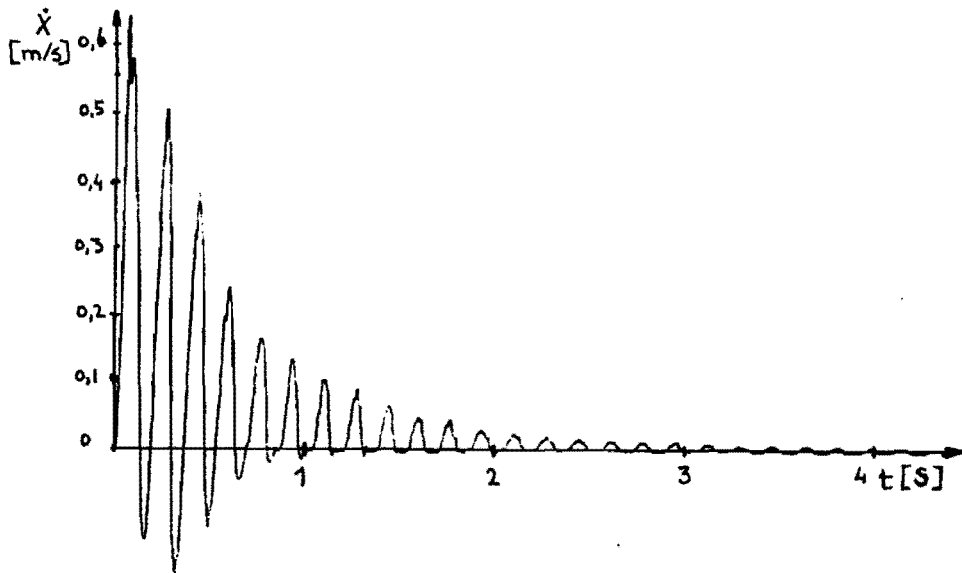


Fig. 8b

Fig. 8: bewegingsverloop; veel smoring, $\beta = 0,05$

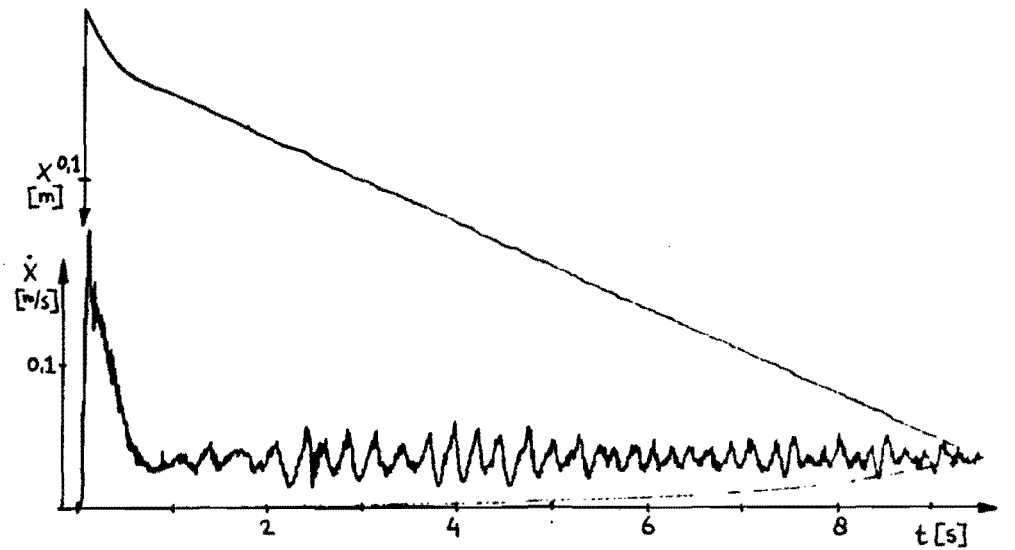


Fig. 10: bewegingsverloop; veel smoring, $\beta = 0,7$

HET KOSTENASPECT VAN DE PNEUMATISCH AANGEDREVEN MODULE

Belangrijk bij de keuze van een robotmodule zijn de technische specificaties, zoals versnelling, snelheid, positioneer-nauwkeurigheid, werkbereik en maximale belasting. Aan de andere kant bepalen ook onderhoud, toepasbaarheid (explosiegevaar, werkomstandigheden) en kostenaspecten de keuze.

Het kostenaspect zal kort worden toegelicht aan de hand van een vergelijking met de elektrisch aangedreven module, zoals beschreven in WPB-rapport 0067.

Het kostenaspect is onder te verdelen in aanschafkosten en werkkosten.

a. Aanschafkosten

De totale kosten van de module zijn moeilijk in te schatten. Voor beide gevallen kan echter wel een schatting van de kosten van het aandrijfgedeelte gemaakt worden.

De elektrisch aangedreven module heeft de volgende aandrijfcomponenten:

spindel met rolmoer	f 1.900,--
gelijkstroommotor	- 2.150,--
versterker	- 9.050,--
lagering rolspindel	- 100,--
	<hr/>
	<u><u>f 13.200,--</u></u>

Voor de pneumatisch aangedreven module bedragen de kosten van het aandrijfgedeelte:

luchtcilinder met bevestigingsmateriaal	f 1.190,--
luchtverzorgingseenheid	- 650,--
4 2/2-ventielen à f 150,--	- 600,--
4 versterkers voor de ventielen à f 150,-- (opto-coupler)	- 600,--
mechanische blokkeerinrichting (schijfrem Yamaha)	- 300,--
	<hr/>
	<u><u>f 3.340,--</u></u>

b. Werkkosten

Onder de werkkosten wordt verstaan: het energieverbruik van de module tijdens bedrijf. Bij de elektrisch aangedreven module is dit het energieverbruik van de electromotor en bij de pneumatisch aangedreven module het luchtverbruik. Verdere 'verliezen' als energieverbruik van ventielen

en versterkers worden niet meegenomen in de berekening.

Het energieverbruik wordt bij twee bewegingspatronen bepaald, waarbij één steeds in dezelfde richting en de ander heen en weergaand beweegt. Verwacht wordt dat het patroon in het geval van de pneumatische aandrijving een grote invloed op het energieverbruik heeft. Het bewegingspatroon is, (zie fig. 1):

- 6 x starten in dezelfde richting en terug naar de uitgangspositie
- 7 x starten met heen- en weergaande beweging en terug naar de uitgangspositie.

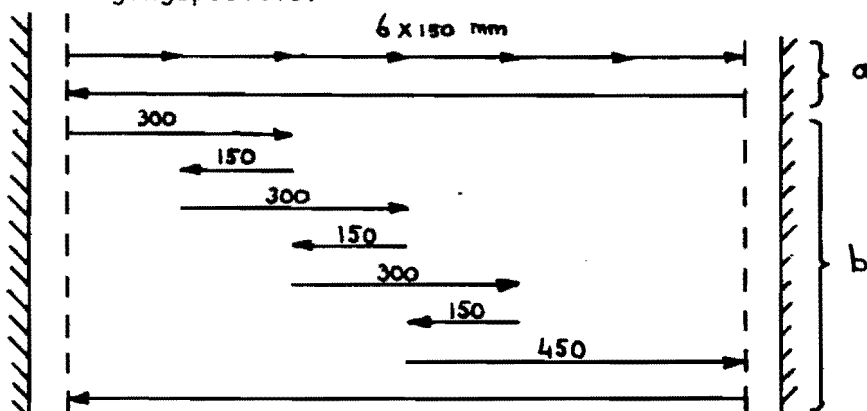


Fig.1: Bewegingspatroon, met slag in mm.

De vertraging wordt in beide gevallen door een mechanische rem verzorgd.

b1. Energieverbruik van de pneumatisch aangedreven module

Het luchtverbruik in m^3 , betrokken op omgevingscondities, bedraagt voor een slag van x [m]: $V = \frac{p}{p_0} \cdot A \cdot x \quad \text{m}^3$, met

p = abs. cilinderdruk bar

p_0 = omgevingsdruk bar

A = cilinderoppervlak m^2

x = slag m

Voor de cilinder gelden de volgende gegevens:

$d = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$p_v = 6 \text{ bar}$

slaglengte = 1 m

Indien in geval a, zie fig. 1, wordt aangenomen dat de cilinder aan de inlaatzijde tijdens de heengaande slag op druk blijft tijdens de rustperiodes, dan wordt het luchtverbruik, indien wordt aangenomen dat de druk aan inlaatzijde de voedingsdruk bereikt:

$$\begin{aligned} \text{heen: } V_{SH} &= 6/1 \cdot 1,26 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 7,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \text{terug: } V_{ST} &= 6/1 \cdot 1,26 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 7,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \text{Totaal: } & \underline{1,44 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{cyclus}} \end{aligned}$$

In geval b wordt aangenomen dat de cilinder aan de uitlaatzijde telkens ontlucht tot de omgevingsdruk, zodat bij omkeren van de bewegingsrichting de druk in cilinderruimte aan ingangszijde van p_0 op de voedingsdruk p gebracht moet worden. De totale slaglengte voor de heengaande beweging wordt 4,35 m, voor de teruggaande slag wordt dit: 0,95 m.

Het luchtverbruik wordt:

$$\begin{aligned} \text{heen: } V_{SH} &= 6/1 \cdot 1,26 \cdot 10^{-3} \cdot 4,35 = 3,3 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \\ \text{terug: } V_{ST} &= 6/1 \cdot 1,26 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 7,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \text{Totaal: } & \underline{4 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{cyclus}} \end{aligned}$$

b2. Energieverbruik van de elektrisch aangedreven module

Voor de berekening van het energieverbruik wordt uitgegaan van de volgende gegevens:

bewegende massa	55 kg
versnelling (max)	5 m/s ²
vertraging (max)	10 m/s ²
wrijvingskracht	250 N
snelheid (max)	1 m/s

De afgelegde weg tijdens versnellen is 0,1 m en tijdens vertragen 0,05 m.

De energie die de motor moet leveren tijdens de versnelling bedraagt:

$$0,1 \cdot 250 + 0,1 \cdot 5 \cdot 55 = 52,5 \text{ Nm.}$$

Het energieverbruik per cyclus wordt nu voor geval a:

$$\begin{aligned} \text{heen: } E_H &= 6 \cdot 52,5 &= 315 \text{ Nm} \\ \text{terug: } E_T &= 0,1 \cdot 275 + 0,85 \cdot 250 = 240 \text{ Nm} \\ & \underline{555 \text{ Nm/cyclus}} \end{aligned}$$

Voor geval b wordt het energieverbruik voor de heengaande slag:

$$3 \cdot (0,1 \cdot 275 + 0,25 \cdot 250) = 270 \quad \text{Nm}$$

$$3 \cdot (0,1 \cdot 275 + 0,1 \cdot 250) = 157,5 \quad \text{Nm}$$

$$1 \cdot (0,1 \cdot 275 + 0,4 \cdot 250) = 127,5 \quad \text{Nm}$$

$$E_H = 555,0 \quad \text{Nm}$$

Voor de teruggaande slag bedraagt het energieverbruik: $E_T = 240 \text{ Nm}$.

Totaal: 795 Nm/cyclus.

b3. Kostenberekening

Voor beide bewegingspatronen wordt uitgegaan van een cyclustijd van 12 s.
De prijs van perslucht bedraagt 6 ct/m³ en die van electriciteit 15,1 ct/kWh.

In het geval van persluchtaandrijving bedragen de energiekosten:

$$\text{geval a: } \frac{60}{0,12} \cdot 1,44 \cdot 10^{-2} \cdot 6 = 26 \text{ ct/uur}$$

$$\text{geval b: } \frac{60}{0,12} \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 6 = 72 \text{ ct/uur.}$$

In het geval van elektrische aandrijving, waarbij het rendement van de versterker 65% wordt verondersteld, bedragen de kosten:

$$\text{geval a: } \frac{60}{0,2} \cdot \frac{555}{0,65} \cdot \frac{15,1}{3,6 \cdot 10^{-6}} = 1,1 \text{ ct/uur}$$

$$\text{geval b: } \frac{60}{0,2} \cdot \frac{795}{0,65} \cdot \frac{15,1}{3,6 \cdot 10^{-6}} = 1,6 \text{ ct/uur.}$$

Het verschil in energiekosten is aanzienlijk, hetgeen vooral te wijten is aan de totale ontluchting van de cilinder aan uitlaatzijde. Als deze niet tot atmosferische druk, maar tot 3 bar (abs) ontluicht wordt, wordt het energieverbruik veel gunstiger. Voor geval b resulteert dit in persluchtkosten van ca. 54 ct/uur.

CONCLUSIE

De behandelde berekening is slechts een grove afschatting van de kosten. Dat perslucht evenwel een dure energiedrager is, is duidelijk. Vuistregels uit de praktijk geven waarden van 15- tot 20-voudige energiekosten vergeleken met elektrische aandrijvingen.

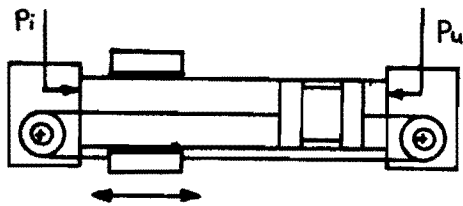


Fig. 2: Cilinder met staaldraad

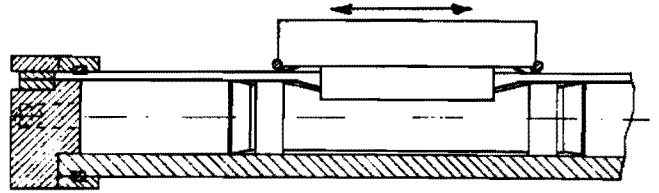


Fig. 3: Origa-luchtcilinder

Gekozen is voor de 'Origa'-uitvoering omdat deze een directe krachtoverbrenging heeft.

Daar de luchtcilinder zonder ingrijpende veranderingen gemonteerd moet kunnen worden, ligt de inbouwruimte vrijwel vast: de ruimte in de arm waar zich de spindel bevindt. Als deze wordt verwijderd komt een ruimte van $\varnothing 80 \times 80$ mm beschikbaar voor inbouw. In deze ruimte kan een Origa-zuigerstangloze cilinder worden gemonteerd van het type: P120 - S/22. De maximale cilinderlengte die ingebouwd kan worden, bedraagt 1130 mm; de maximale slaglengte bedraagt dan 880 mm[3].

Door de importeur wordt aanbevolen een ventiel met een Q_N waarde groter dan $1000 \text{ dm}^3/\text{min}$ toe te passen, bij een gewenste maximum snelheid van 1 m/s . Uit simulaties met ventielen met een Q_N waarde van $1500 \text{ dm}^3/\text{min}$ blijkt dat zelfs snelheden van 2 m/s haalbaar zijn, zie fig. 4.

3. Aanpassing van de module

Om de zuigerbevestiging aan het huis te kunnen monteren, moet het deksel aangepast worden aan de inbouwhoogte van de cilinder. Het gewijzigde deksel is weergegeven in tek.nr. WPB-0156-01. Met behulp van een montageplaatje, dat bij de eindmontage op maat geslepen wordt, wordt de zuiger aan het huis bevestigd.

De rem wordt op de bodemplaat van het huis gemonteerd en grijpt aan op een stalen strip die aan de arm is gemonteerd. De arm is daarvoor voorzien van bevestigingspunten, zie tek.nr. WPB-0156-02. De remstrip is weergegeven in tek.nr. WPB-0156-03. Om de cilinder te monteren op de arm zijn 2 bevestigingsplaatsen aangebracht in de spindelruimte, zie hiervoor tek.nr. WPB-0156-02.

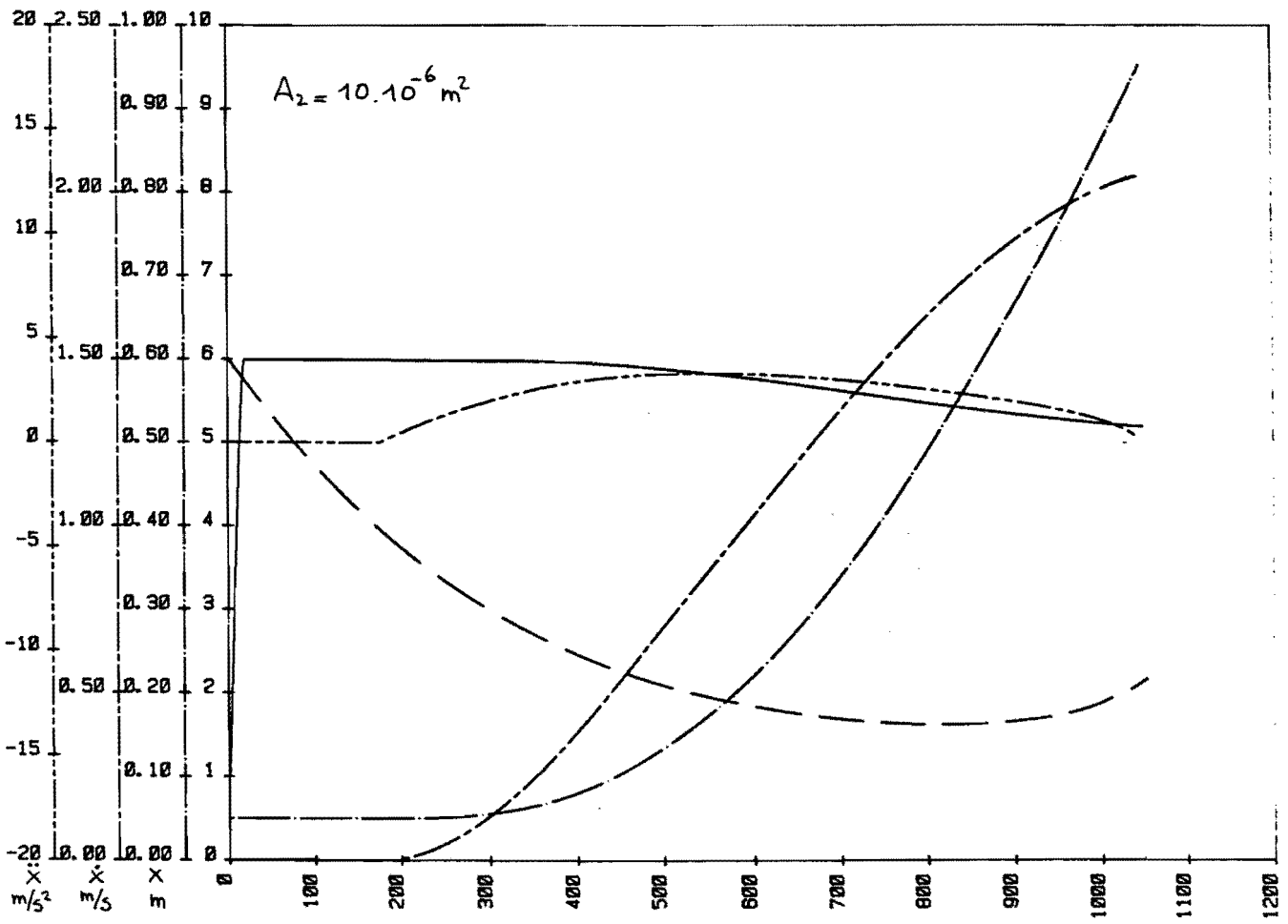


Fig. 4: Simulatie van de snelheid

```

C -----
C -
C -
C - SIMULATIE PID POSITIIEGELAAR
C -
C -----
      BLOCK DATA
      COMMON /FNAMES/IN(20), IHELP(20)
      DATA IN / 'WPI>', 'WPTF', 'YB>J', 'AAP>', 'TDP>'
*          , 'S.1', ' ', ' ', ' ', '12*'
*          IHELP / 'ZOEK', 'HET', 'NAA', 'R UI', 'T', '12*'
      END

C
C
C
      SUBROUTINE FUNCT(X, Y, N, OK, GEG, 1Y)
      DIMENSION X(1), Y(1), GEG(1)
      LOGICAL OK
      INTEGER N, 1Y
      REAL F1, F2, F3, G1, G2, G3, G4, G5
* , KR, TD
* , OMEGA, AA
* , UNT, UNTM1, UNTM2, UNTM3, ENT, ENTM1
* , PNT, PNTM1, PNTM2, PNTM3
* , EPS
* , ENT, ENTM1
$INSERT SYSCOMD$KEYS
      PGEW = GEG(1)
      KR = GEG(2)
      TD = GEG(3)
      K = GEG(4)
      TSAM = GEG(5)
      OMEGA = GEG(6)
      AA = GEG(7)
      N = IFIX(GEG(8))
      G1 = OMEGA*TSAM - SIN(OMEGA*TSAM)
      G2 = 2*( SIN(OMEGA*TSAM) - OMEGA*TSAM*COS(OMEGA*TSAM) )
      G3 = OMEGA*TSAM - SIN(OMEGA*TSAM)
      G4 = 1 + 2*COS(OMEGA*TSAM)
      G5 = 1 + 2*COS(OMEGA*TSAM)
      F1 = KR*(TSAM+TD)/TSAM
      F2 = KR*(TD/TSAM)
      F3 =
      PNT=0
      UNT=0
      UNTM1=0
      UNTM2=0
      UNTM3=0
      ENT=0
      ENTM1=0
      PNT=0
      PNTM1=0
      PNTM2=0
      PNTM3=0
      OK=.TRUE.
      DO 300 I = 1, N
      X(I) = FLOAT(I-1)
      PNT=G4*PNTM1+G5*PNTM2+PNTM3*(K*AA*(G1*UNTM1+G2*UNTM2+
* G3*UNTM3+G3*UNTM3)/(OMEGA*F3)
      ENT = PGEW - PNT

```

```
EPSN1=ENT#F1 - ENTN1#F2
IF (EPSN1 .GT. 127) EPSNT=127
IF (EPSN1 .LT. -128) EPSNT =-128
IF (EPSN1 .GE. 0) GO TO 127
IF (EPSN1 .LT. 0) GO TO 128
127 CONTINUE
UNT=(EPSNT +1)/128
GO TO 200
128 CONTINUE
UNT=EPSNT/128
GO TO 200
200 CONTINUE
PNTM3=PNTM2
PNTM2=PNTM1
PNTM1=PNT
UNTM3=UNTM2
UNTM2=UNTM1
UNTM1=UNT
ENTM1=ENT

IF (IY.EQ.1) Y(1) = PNT
IF (IY.EQ.2) Y(1) = UNT
IF (IY.EQ.3) Y(1) = ENT
IF (IY.EQ.4) Y(1) = PNT
300 CONTINUE
RETURN
END
```

CONCLUSIES EN AANBEVELINGEN

Uit deze studie volgt dat pulsbreedtegemoduleerd regelen interessant is voor toepassing op luchtcilinders. Er kan gebruik gemaakt worden van eenvoudige en goedkope standaardcomponenten. Er zijn echter ook nadelen verbonden aan deze toepassing, zoals: geluidsoverlast door ontluchting en licht trillend bewegingsgedrag dat ontstaat door het regelen met de ventielen. In hoeverre beide toelaatbaar zijn, moet per geval bekeken worden.

Een analyse van de levensduur van de ventielen is noodzakelijk omdat de schakelfrequentie van 5 Hz vrij hoog is. Tijdens de beweging van de arm kunnen de ventielen geopend resp. gesloten zijn (verzadiging: $\beta = 1$), zodat de levensduur sterk vergroot wordt.

Uit simulaties m.b.v. een digitale P.I.D.-regelaar bleek het regelgedrag problemen op te leveren. Door sterke vereenvoudigingen die zijn toegepast, kunnen deze voor een groot deel aan het model toegeschreven worden: linearisering, aanname ongedempt proces. Proefondervindelijk zal vastgesteld moeten worden hoe het systeem zich in werkelijkheid gedraagt, vooral omdat het wrijvingsgedrag van lagering en zuiger en de veranderlijke systeemeigenschappen (invloed van drukken, verplaatsing en massastromen) grote invloed hebben op het positioneergedrag, met name de stabiliteit van het systeem.

Voor de toepassing in de flexibele automatisering worden grote versnellingen en vertragingen geëist. Uit simulaties blijkt dat versnellingen van ca. 5 m/s² te realiseren zijn. Voor de vertraging is dit niet geanalyseerd. De dode tijd is echter erg groot; deze kan, als de cilinder in de uiterste stand staat, oplopen tot 300 ms. De maximale versnelling wordt bereikt na ca. 300 ms als vanuit de uiterste stand wordt gestart. Vergelijkt men deze waarden met een elektrisch aangedreven module, dan zijn deze veel gunstiger: 3 ms resp. 8 ms. De dode tijd van het systeem wordt bepaald door het volume en de grootte van de ventielen. Een klein volume is gunstig, zodat een relatief kleine diameter een kleine dode tijd geeft. Tijdens stilstand geeft een snelle ontluchting aan uitlaatzijde een snelle daling van de druk, zodat de cilinderkracht relatief snel toeneemt en de dode tijd klein wordt. Voor de stationaire snelheid moet echter de ontluchting weer teruggeregeld worden.

De versnelling wordt sterk beïnvloed door de massa: een relatief kleine massa levert een grote versnelling bij dezelfde netto cilinderkracht.

Streeft men dus naar 'snelle' systemen, dan moet men licht construeren en een klein totaalvolume van de luchtcilinder nastreven.

De module, zoals in WPB-rapport 0067 is beschreven, is voor toepassing van pneumatische aandrijving vanwege zijn grote gewicht, minder geschikt. Voor pneumatische aandrijvingen is het beter te zoeken naar die systemen, waarbij de nauwkeurigheidseisen niet te hoog zijn (max. $\pm 0,5$ mm), de massa-belasting en eigenmassa aan de lage kant en niet te grote slag (ca. 0,5 m.). Integratie van de arm en de cilinder kan het gewicht sterk verlagen. Zo zou men een zuiger in een stangloze cilinder uit kunnen voeren als kogelbus. De zuiger wordt als gestel genomen en de cilinder transleert.