

Actieve demping helpt nauwkeuriger positioneren

Voor snelle en nauwkeurige bewegingen van een machine is het dynamisch gedrag van het frame van het grootste belang. De opgewekte versnellingskrachten kunnen eenvoudig leiden tot trillingen, en daarmee tot dynamische positiefouten. In servo-geregelde positionersystemen kunnen mechanische resonanties bovendien de stabiliteit van de regellus in gevaar brengen. Om deze problemen het hoofd te bieden, wordt veelal geprobeerd de invloed van dergelijke resonanties te verkleinen, bijvoorbeeld door stijfheden te optimaliseren, of door het kiezen van een geschikte massaverhouding. De mate waarin resonanties voor problemen zorgen, wordt echter voor een groot deel bepaald door de hoeveelheid demping in het systeem.

• Jan Holterman en Theo J.A. de Vries •

Dit artikel gaat nader in op een actieve manier om mechanische resonanties te dempen, en op de invloed die dit heeft op de haalbare positioneer-nauwkeurigheid. De beschouwde methode om actieve demping te realiseren is gebaseerd op het eerder in Mikroniek beschreven Smart Disc-concept en was vorig jaar onderwerp van een hoofdlesing op de Precisiebeurs; thema voor de hoofdlesingen was toen 'Machinestructuren voor precisiesystemen'.

Active vibration control

De mogelijkheden van actieve demping hebben we getest op de zogeheten AVC-opstelling (active vibration control). Deze experimentele opstelling bestaat uit een lineaire motor bovenop een Stewart-platform (zie Figuur 1), en staat model voor die klasse van positionersystemen waarin de motor zich afzet tegen een frame met beperkte stijfheid. Het gevolg daarvan is dat wanneer de motor een snelle beweging maakt, het frame een vervorming ondergaat en in trilling wordt gebracht. Deze trilling leidt vervolgens tot dynamische positiefouten. In vergelijking met de andere onderdelen van de AVC-opstel-

ling hebben de pootjes van het Stewart-platform de laagste stijfheid. Voor de positioneer-nauwkeurigheid van de lineaire motor is vooral van belang de beperkte kantelstijfheid van het platform. Deze leidt, in combinatie met de massa van het platform, tot een dominante trillingsmode met een frequentie van ongeveer 90 [Hz]. In de frequentie-responsie van de lineaire motor – de overdracht van kracht naar motorpositie – zien we deze trillingsmode terug als een resonantie-piek rond 90 [Hz], met een bijbehorende anti-resonantie rond 80 [Hz]. Deze resonantie kan de stabiliteit van de bewegingsregeling in gevaar brengen.



Figuur 1. Stewart-platform met lineaire motor.

Figuur 2. Piëzo-elektrische actuator en sensor in een pootje van het platform. (foto's: Job van Amerongen)

MACHINESTRUCTUREN VOOR PRECISIESYSTEMEN

De zes pootjes van het Stewartplatform zijn elk uitgerust met een piëzo-elektrische positie-actuator en een piëzo-elektrische krachtensor (zie Figuur 2), waarmee – volgens het zogeheten Smart Disc-concept (zie kader A) – actieve demping kan worden verkregen. Dit maakt de AVC-opstelling bij uitstek geschikt om onderzoek te doen naar de invloed van actieve demping op de nauwkeurigheid van positionersystemen.

A: Smart Disc-concept

Een Smart Disc [1-3] is een constructie-element bestaande uit een piëzo-elektrische positie-actuator en een piëzo-elektrische krachtensor. Het Smart Disc concept – actieve demping met behulp van een dergelijk constructie-element – is gebaseerd op het feit dat de actuator en de sensor zich op dezelfde plek in het frame bevinden. Dit maakt het mogelijk 'collocated control' toe te passen, waarmee actief (met behulp van actuators, sensoren en versterkers) het gedrag van een passief element (zoals een demper) kan worden gerealiseerd. Het sensorsignaal vormt, samen met (de tijdsafgeleide van) het stuursignaal voor de actuator, een zogeheten vermogensgeconjugeerd variabelenpaar: het product van de gemeten kracht en de gestuurde snelheid is gelijk aan het vermogen dat van het mechanische naar het regelsysteem vloeit. Door er nu voor te zorgen dat dit product te allen tijde positief is, kan men er zeker van zijn dat het regelsysteem energie aan het mechanisch systeem onttrekt.

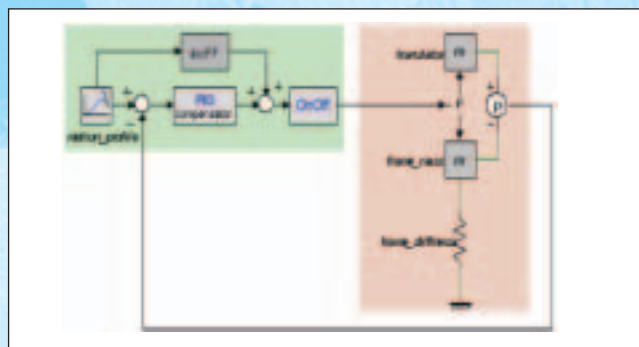
Deze situatie kan eenvoudig worden gerealiseerd door in de regellus een eerste-orde laagdoorlaat-filter op te nemen. Wanneer dit filter een voldoende lage afsnijfrequentie heeft, gedraagt de regelaar zich rond de resonantiefrequenties als een integrator. De actief geregelde actuator-sensor-stack vertoont dan hetzelfde gedrag als een visceuze demper, parallel aan een lage stijfheid. Voor de regelaar hoeft, naast de afsnijfrequentie, slechts één parameter te worden ingesteld, een zekere versterkingsfactor. Omdat hiervoor geen gedetailleerde modelkennis nodig is, anders dan de wetenschap dat de actuator en de sensor zich op dezelfde plek in het frame bevinden, is deze regelstrategie zeer robuust en 'gegarandeerd' stabiel.

Vierde-orde model

Om het gedrag van de lineaire motor in de AVC-opstelling te kunnen simuleren, is gebruik gemaakt van een vierde-orde model zoals geschetst in Figuur 3. De massa van de translator is gelijk gekozen aan die van de daadwerkelijke opstelling. De massa en de stijfheid van het frame zijn ver-

volgens zo gekozen dat de anti-resonantie- en resonantie-frequentie op respectievelijk 80 en 90 [Hz] komen te liggen. In het model is geen demping opgenomen.

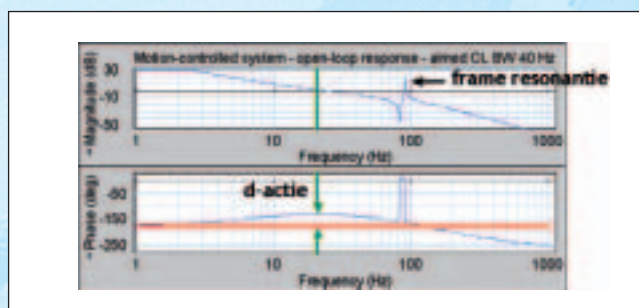
Naast het model van het mechanisch systeem is in Figuur 3 ook de bewegingsregeling geschetst. Deze regeling is gebaseerd op terugkoppeling van de relatieve positie van de translator ten opzichte van het frame, en op vooruitkoppeling van de gewenste versnelling. In de terugkoppellus maken we in eerste instantie gebruik van een PD-regelaar, oftewel een regelaar met proportionele en (tamme) differentiërende actie (zie kader B).



Figuur 3. Vierde-orde model van de lineaire motor plus P(I)D-regelaar en versnellings-feedforward.

De frequentie-responsie van het aldus verkregen open-lus systeem is weergegeven in Figuur 4. Hierin herkennen we: het mechanisch systeem: anti-resonantie en resonantie rond 90 [Hz];

de PD-regelaar, ingesteld op een beoogde gesloten-lus bandbreedte van 40 [Hz]; hiertoe is de versterking (P-actie) van de regelaar zodanig gekozen dat 0 dB-doorsnijding van de open-lus overdracht op 24 [Hz] ligt (3/5 van de beoogde gesloten-lus bandbreedte, volgens de vuistregel uit [4]), en de differentiërende actie is zodanig dat bij die frequentie de maximale fasemarge, dat wil zeggen maximale servo-demping, optreedt.



Figuur 4. Open-lus frequentie-responsie.

B: Servo-geregeld positioneerstelsel, PD-regelaar

P: Proportionele actie

De proportionele actie van een PD-regelaar legt een relatie tussen de actuele positiefout en de door de motor uitgeoefende kracht. Aldus zorgt de P-actie voor 'servo-stijfheid': meer P-actie betekent dat het geregelde systeem zich 'stijver' gedraagt. Statisch gezien betekent dit dat een constante stoorkracht een kleinere positiefout tot gevolg heeft. Om een fout ten gevolge van een statische verstoring geheel weg te regelen, dient naast een proportionele actie ook een integrerende actie of I-actie aan de regelaar te worden toegevoegd (zie ook hierna).

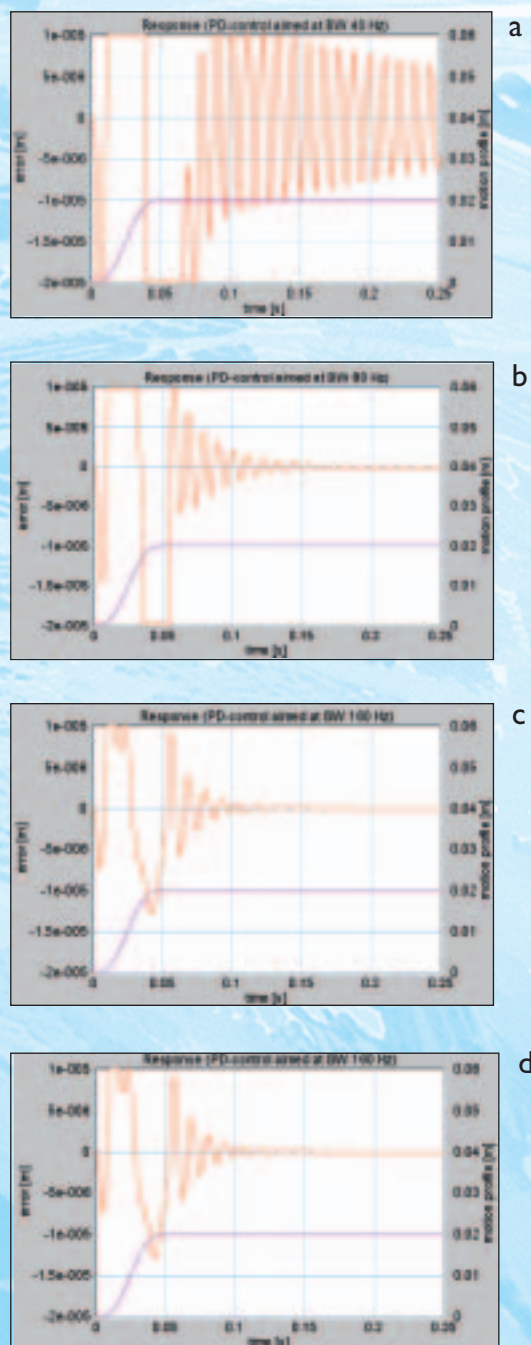
Meer P-actie leidt dynamisch gezien tot een hogere bandbreedte, dat wil zeggen een breder frequentiegebied waarin het geregelde systeem de voorgeschreven beweging kan volgen. Hoe meer P-actie, des te hoger de bandbreedte, des te sneller het geregelde systeem.

D: differentiërende actie

De differentiërende actie van de regelaar legt een relatie tussen de actuele snelheid en de door de motor uitgeoefende kracht. Aldus zorgt de D-actie voor 'servo-demping'. Met een 'tamme' D-actie wordt bedoeld dat deze demping slechts actief is in een beperkt frequentiegebied. Dit dient te worden afgestemd op de gewenste gesloten-lus bandbreedte, zoals bepaald door de P-actie.

Simulatie resultaten – PD-regelaars

Figuur 5a laat het simulatie resultaat zien wanneer dit systeem in 50 [ms] een pad van 20 [mm] aflegt volgens een 'scheve-sinus'-bewegingsprofiel (onderste curve). De positiefout van de translator ten opzicht van het frame wordt gegeven door de bovenste curve. Duidelijk is te zien dat, hoewel de bandbreedte van de regelaar te laag is om een dermate snel pad goed te kunnen volgen, de positiefout na afloop van de beweging vooral bepaald wordt door de resttrilling van het frame. Deze trilling is slecht gedempt, en dat is logisch, gezien het feit dat het mechanische systeem geen demping heeft en de servo-demping (differentiërende actie) is afgestemd op een frequentie (24 [Hz]) die veel lager ligt dan de mechanische resonantie (90 [Hz]); zie ook Figuur 4. Het is aardig om te zien dat, wanneer de bandbreedte van de gesloten-lus regeling wordt opgevoerd tot 80 [Hz], en de frequentie met maximale fasemarge meeschaalt naar 48 [Hz], dit ertoe leidt dat de mechanische resonantie beter gedempt wordt; zie Figuur 5b. Wanneer de bandbreedte ver-



Figuur 5. Tijdsdomein-responsies, PD-regeling gericht op gesloten-lus bandbreedte zoals aangegeven.

- 40 [Hz]
- 80 [Hz]
- 160 [Hz]
- 250 [Hz] (lichte curve); regelaar uitgebreid met integrerende actie (donkere curve).

MACHINESTRUCTUREN VOOR PRECISIESYSTEMEN

der wordt opgevoerd, tot 160 [Hz] (maximale fasemarge rond 96 [Hz]), zien we dat, behalve dat het systeem het pad beter kan volgen, de restrilling nog sneller uitdempt; zie Figuur 5c.

Wanneer de bandbreedte nog verder wordt opgevoerd, tot 250 [Hz], blijkt dat de volgfout tijdens de beweging wel kleiner wordt, maar dat de restrilling slechter gedempt wordt; zie de lichtste van de twee bovenste curves in Figuur 5d. Dit komt doordat de servo-damping nu is afgestemd op een frequentie (150 [Hz]) die beduidend hoger ligt dan de mechanische resonantie. Ondanks de toegenomen bandbreedte is het positioneergedrag dus verslechterd.

Simulatie resultaten – PID-regelaar

Tot dusver hebben we slechts simulatie resultaten beschouwd voor regelaars zonder integrerende actie (I-actie), oftewel PD in plaats van PID-regelaars. De I-actie is in de praktijk noodzakelijk om statische positioneerfouten, als gevolg van constante stoorkrachten, teniet te doen. Wanneer aan het eind van een opgelegde beweging een statische fout resteert, is het wenselijk deze zo snel mogelijk weg te regelen. Hiervoor moet een zo groot mogelijke I-actie worden ingesteld.

Het toevoegen van integrerende actie aan een PD-regelaar heeft echter een negatief effect op de fase van de open-lus responsie. Wanneer de I-actie te groot wordt gekozen, kan dit de stabiliteit van het gesloten-lus systeem in gevaar brengen. De mate waarin de I-actie kan worden opgevoerd, wordt derhalve beperkt door de dynamica van het open-lus systeem. We kunnen hier twee situaties onderscheiden:

De laagste resonantie-frequentie van het mechanisch systeem ligt *hoger* dan (of in de buurt van) de bandbreedte van het open-lus systeem. In dit geval wordt de integrerende actie beperkt door de differentiërende actie. Voorkomen moet worden dat de I-actie de fasemarge rond de 0 dB-doorsnijding aantast.

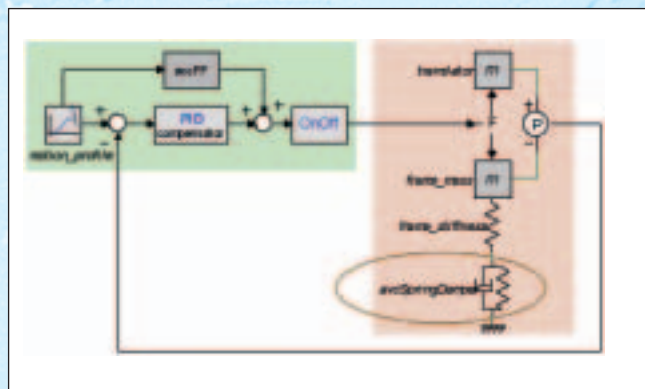
De laagste resonantie-frequentie van het mechanisch systeem ligt *lager* dan de bandbreedte van het open-lus systeem. In dit geval wordt de I-actie beperkt door deze laagste resonantie-frequentie. Voorkomen moet worden dat de I-actie deze resonantie destabiliseert.

Als illustratie van deze laatste situatie is de simulatie van Figuur 5d, met de beoogde gesloten-lus bandbreedte op 250 [Hz], ruim hoger dus dan de resonantie-frequentie op 90 [Hz], herhaald met een regelaar met integrerende actie (PID in plaats van PD). Duidelijk is te zien dat de restrilling, die het gevolg is van de aanstoting van de resonantie-frequentie

van het mechanisch systeem, slechter wordt gedempt (vergelijk de donkere curve met de lichte responsie-curve). Wanneer de I-actie in deze situatie nog verder wordt opgevoerd, zal dit leiden tot een restrilling die nog slechter uitdempt, en uiteindelijk zelfs tot instabiliteit.

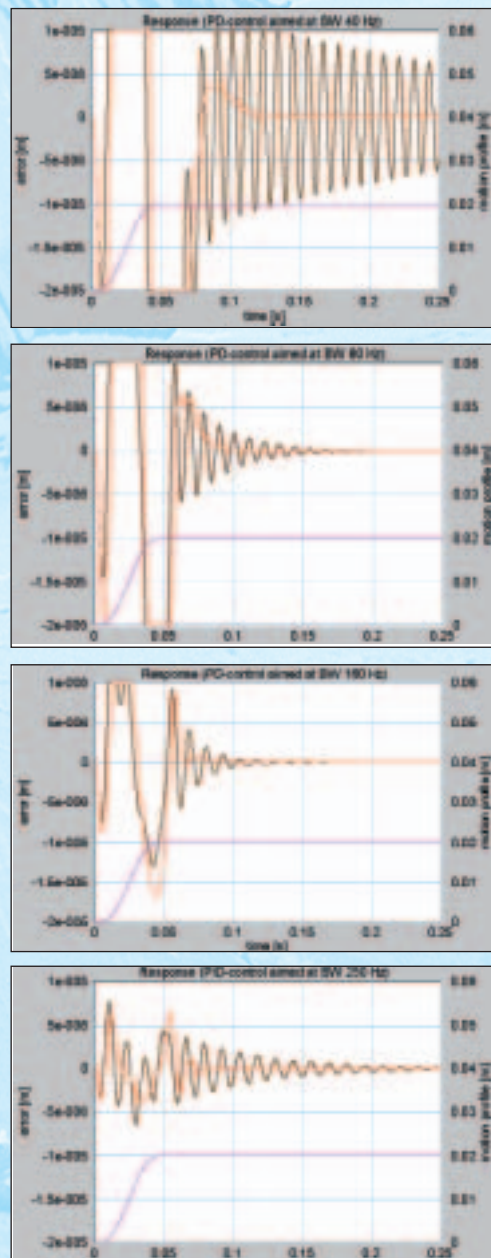
Model met (actieve) damping in het frame

In de regel zal servo-damping niet worden afgestemd op de laagste resonantie-frequentie van het mechanisch systeem. Vandaar dat het de moeite waard kan zijn om op een andere manier damping te realiseren, bijvoorbeeld met Smart Discs. In eerdere Mikroniek-bijdragen [2, 3] is al eens uit de doeken gedaan dat ze kunnen worden voorgesteld als een veer-demper-combinatie, waarvan de parameters willekeurig gekozen kunnen worden (zie ook kader A). Het oorspronkelijke model (Figuur 3) hebben we daarom uitgebreid tot het model in Figuur 6, met een extra veer en demper, in serie met de oorspronkelijke frame-stijfheid. De waarden van de 'actieve' veer en demper ('avcSpringDamper') zijn zo ingesteld dat er een optimale balans ontstaat tussen de totale stijfheid en de damping in het systeem; bij deze instelling bedraagt de relatieve damping van de mechanische resonantie bijna 20%.



Figuur 6. Het model van Figuur 3 uitgebreid met Smart Disc-functionaliteit in het frame.

De Figuren 7a t/m d laten resultaten zien van simulaties met dezelfde bewegingsregelaar-instellingen als in Figuren 5a t/m d, dat wil zeggen gericht op gesloten-lus bandbreedte van respectievelijk 40 (PD), 80 (PD), 160 (PD) en 250 [Hz] (PID). In alle vier de gevallen heeft actieve damping positieve invloed op de responsie. Het positieve effect is, zoals verwacht kon worden, het grootst voor die gevallen waarin de servo-damping nauwelijks invloed heeft op de resonantie-frequentie (Figuren 7a en 7d).



Figuur 7: Tijdsdomein-responsies, PD-regeling gericht op gesloten-lus bandbreedte zoals aangegeven, zonder (donkere curve) en met (lichte curve) actieve demping in het frame.

- a) 40 [Hz]
- b) 80 [Hz]
- c) 160 [Hz]
- d) 250 [Hz]

a Experiment

Experimenten met de AVC-opstelling (Figuren 1 en 2), uitgevoerd op de Universiteit Twente, zijn met name gericht geweest op het optimaliseren van de positioneerprestaties, dat wil zeggen op het realiseren van een gesloten-lus bandbreedte die ruim hoger lag dan de eerste mechanische resonantie-frequentie. De aandacht tijdens de experimenten was vooral gericht op:

- het destabiliserende effect van een te grote I-actie;
- het stabiliserende effect van actieve demping.

b Hoewel het inderdaad gelukt is de gesloten-lus bandbreedte op te voeren tot 250 [Hz], leveren de experimenten die gericht waren op een bandbreedte van 160 Hz voor dit artikel de fraaiste illustratie; zie Figuur 8. De voorgeschreven beweging is, net als in de simulaties, een ‘scheve sinus’ over 20 [mm] tussen 0 en 50 [ms]. Figuur 8 toont de positiefouten tijdens en na afloop (na 0,05 [s]) van de beweging.

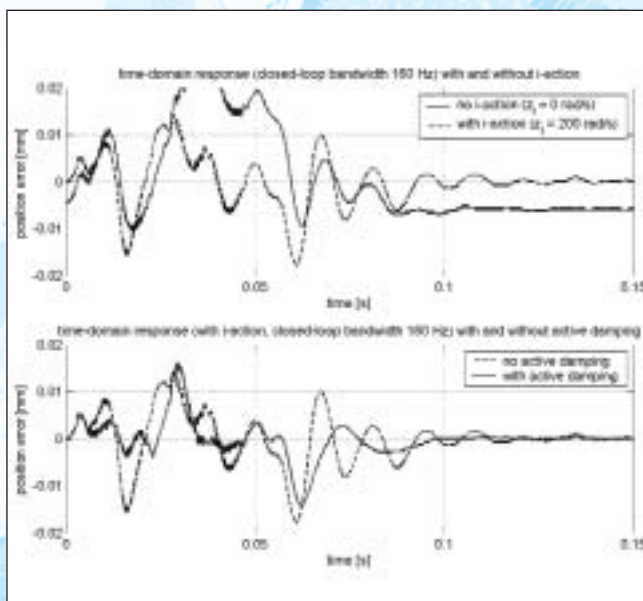
c In de bovenste figuur is duidelijk het effect te zien van het toevoegen van I-actie aan de regelaar: de statische positiefout (circa 6 micron) na afloop van de beweging wordt keurig weg geregeld; maar tegelijkertijd wordt de resttrilling slechter gedempt; de I-actie is hier blijkbaar te ver opgevoerd.

d De onderste figuur laat het effect zien van actieve demping in de pootjes van het Stewart-platform, bij gelijkblijvende instellingen van de bewegingsregelaar (met I-actie). De frame-resonantie blijkt keurig te worden gedempt, met als gevolg dat het positieve effect van de I-actie (het snel weg regelen van de statische fout) nu niet meer verstoord wordt door de resttrilling. Aldus maakt actieve demping het mogelijk de I-actie ‘ongestraft’ op te voeren teneinde zo snel mogelijk een statische fout weg te regelen.

Conclusie

In dit artikel hebben we gezien dat slecht gedempte resonanties van een machineframe twee soorten positioneerproblemen kunnen veroorzaken, afhankelijk van de ligging van de resonantie-frequentie in relatie tot de bandbreedte van de bewegingsregeling. Enerzijds kunnen de trillingen direct leiden tot dynamische positiefouten. Dit probleem doet zich met name voor wanneer de resonantie-frequentie *buiten* de bandbreedte van de bewegingsregeling ligt. Anderzijds kunnen mechanische resonanties een beperking vormen voor de maximale integrerende actie in een PID-regelaar, en daar-

MACHINESTRUCTUREN VOOR PRECISIESYSTEMEN



Figuur 8. Gemeten responsies (positiefouten) op de AVC-opstelling.

mee voor de snelheid waarmee een statische fout weg geregeld kan worden. Dit probleem doet zich voor wanneer de resonantie-frequentie *binnen* de bandbreedte van de bewegingsregeling ligt.

De hier beschreven simulaties tonen aan dat, door gebruik te maken van een beter gedempt machineframe, beide soorten problemen kunnen worden opgelost: zowel dynamische fouten als statische fouten na afloop van een beweging kunnen sneller worden weg geregeld. Experimenten op de AVC-opstelling, waarin actieve demping is gerealiseerd met behulp van het Smart Disc-concept, onderschrijven deze simulatieresultaten.

Auteursnoot

Jan Holterman en Theo J.A. de Vries zijn werkzaam bij imotec in Hengelo (Ov).

Het Smart Disc-project (1998-2004, Universiteit Twente) is mede mogelijk gemaakt door de financiële ondersteuning van het ministerie van Economische Zaken in het kader van het Innovatiegericht Onderzoeksprogramma Precisie-technologie, onder de noemer 'Intelligent structurelement'.

Referenties

- [1] Holterman, J. (2002), "Vibration Control of High-precision Machines using Active Structural Elements", proefschrift Universiteit Twente.
- [2] Holterman, J. en Th.J.A. de Vries (2002), "Actieve demping. Een nieuw constructie-principe?", Mikroniek nr. 5.
- [3] Holterman, J. en Th.J.A. de Vries (2005), "Actieve demping haaks op optimale stijfheid? Optimale stijfheid haaks op actieve demping!", Mikroniek nr. 4.
- [4] Van Dijk, J., "Systeem- en regeltechniek (deel 2)", collegedictaat Universiteit Twente.

Informatie

j.holterman@imotec.nl
Tel. 074 - 250 59 07
www.imotec.nl