

**Grundlæggende
reguleringsteknik
&
hydraulik**

Indhold

Indledning	1
Den lukkede reguleringssløjfe	1
Styreenheden.	2
Målesystemet	2
Servosystem	3
Servomekanisme.	3
Stabilitet	3
Fasemargin og forstærkningsmargin.	3
Stabilitets undersøgelser i s-planet	5
En systematisk metode	6
En positionssløjfe	7
Forstærkeren	8
Servoventilen	8
Målesystemet	9
Sløjfens dynamik	9
Stabilitet	10
En hastighedssløjfe	12
Motoren.	13
Regulatoren.	14
Reguleringssløjfens overføringsfunktion	14
Servoventilen	19
Ventiltyper	19
Praktiske karakteristikker for servoventiler	20
Glidertyper	22
Trykforstærkning.	23
Dynamiske forhold	24
System verifikation	26
Metoder.	26
Tidsdomæneundersøgelse.	26
Frekvens domæneundersøgelser.	27
Prototype systemer	27
Enkeltstående anlæg	28
Serieproducerede systemer	28
Et praktisk eksempel.	29
Kompensation	33
Faseskabende netværk	35

Indledning

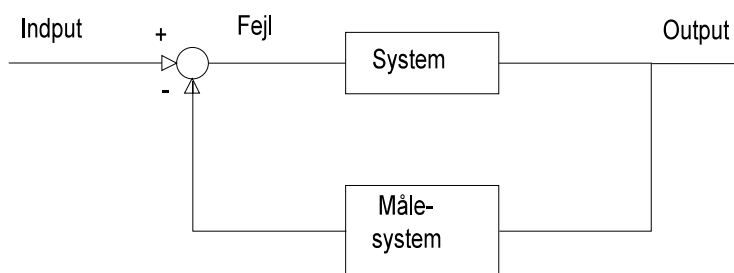
I dette afsnit er givet en kort gennemgang af de almene definitioner der knytter sig til et system beskrevet ved brug af overføringsfunktioner, samt deres anvendelse i forbindelse med den klassiske reguleringsteknik.

Der er endvidere gennemgået to stærkt simplificerede eksempler på typiske hydrauliske reguleringssløjfer.

Den lukkede reguleringssløjfe

Dette er et styresystem, hvor systemets output indvirker på styringen af systemet. for at dette kan lade sig gøre må outputtet måles og derefter tilbagekobles. Der foretages en sammenligning med referencen (inputtet), og afvigelsen mellem input og output (fejlen) bestemmes.

Et simpelt lukket-sløjfe styresystem kan vises på blokdiagramform.



Figur 1.

Der skelnes mellem manuelt tilbagekoblede og automatisk tilbagekoblede styresystemer. For et manuelt tilbagekoblet styresystem foretages måling og sammenligning af outputtet med inputtet af en operatør, medens disse funktioner i et automatisk styresystem foretages af en styreenhed.

Den generelle struktur for et lukket-sløjfe styresystem med input, output og forstyrrelser kan vises på blokdiagramform. Systemet består af det styrede system, en styreenhed og et målesystem. Inputtet til systemet er den styrbare variable, som genereres af styreenheden. Det styrede system påvirkes desuden af en række forstyrrelser.

Styreenheden

Den overordnede funktion i det samlede system udføres af styreenheden, der har til opgave at udføre den nødvendige informationsbehandling i forbindelse med genereringen af den styrbare variable. Styreenheden modtager informationer i form af input fra omgivelserne (referencer) og input fra målesystemet (måleværdier).

En væsentlig del af styreenheden udgøres af en "regneenhed", som løbende "beregner" afvigelsen mellem det ønskede output (referencen) og det målte output, d.v.s fejlen. Fejlen danner grundlaget for genereringen af den styrbare variable, idet denne almindeligvis fremkommer ved passende forstærkning og evt. korrektion af fejlsignalet under hensyntagen til, at det samlede systems opførsel bliver tilfredsstillende.

Målesystemet

Dette består i almindelighed af en eller flere transducere, hvorfra signalerne tilbagekobles til styreenheden, hvorved den lukkede styresløjfe som forbinder inputtet med outputtet etableres. En transducer er karakteriseret ved at kunne omsætte fysiske størrelser til et andet, her analogt, signal, f.eks. en elektrisk spænding.

Et simpelt eksempel på en transducer er et potentiometer til måling af en position eller en vinkeldrejning. Et potentiometer afgiver en spænding, som er proportional med en glidetasts position mellem to yderstillinger.

Der findes talrige eksempler på praktiske anvendelser af lukket-sløjfe styresystemer (N.C. værktøjsmaskiner, autopilotsystemer til fly og skibe, div. procesanlæg o.a). I modsætning til åben-sløjfe styresystemer kan lukket-sløjfe styresystemet korrigere for forstyrrelser og for indre variationer i systemets komponentegenskaber. Dette er en fundamental egenskab, som netop karakteriserer lukket-sløjfe styresystemer. En forstyrrelse, der påvirker outputtet, vil gennem tilbagekoblingen introducere en fejl, som styreenheden i følge sit arbejdsprincip vil reducere.

For styresystemer, hvor nøjagtigheden er afgørende, er en lukket-sløjfe styring som oftest den eneste udvej, idet der altid optræder forstyrrelser, som i større eller mindre grad er ukendte eller stokastiske.

Et væsentligt problem for lukket-sløjfe styresystemet er, at der her, i modsætning til åben-sløjfe styresystemet, let kan opstå stabilitetsproblemer.

Servosystem

Herved forstås et lukket-sløjfe styresystem, som indeholder en effektforstærkning.

Servomekanisme

Herved forstås et servosystem, hvis output er en mekanisk størrelse f.eks. en position. Eksempelvis er slædebevægelsen i en NC-værktøjsmaskine styret af en servomekanisme.

Stabilitet

I reguleringsteknik må man stille nogle krav til sit system. Et af de krav man kunne stille er stabilitet. Man må kræve at systemet kan imødekomme pludselige ændringer uden at komme i langvarige svingninger og at den ikke ender i en tilstand, der er langt væk fra den ønskede (stationær fejl).

Er processen i sig selv ikke stabil, må der gøres indgreb i form af en regulator, der kan kontrollere processen. Vi har da et system, der består af blokke. De enkelte blokkes dynamiske egenskaber afgør så til sammen om systemet, som helhed, vil fungere stabilt.

Begrebet stabilitet må defineres og der må opstilles metoder til at afgøre om systemet er stabilt.

Stabilitet er defineret således:

Systemet skal give et begrænset output, når et begrænset input påtrykkes.
Systemet skal være i stand til at undertrykke opståede svingninger.

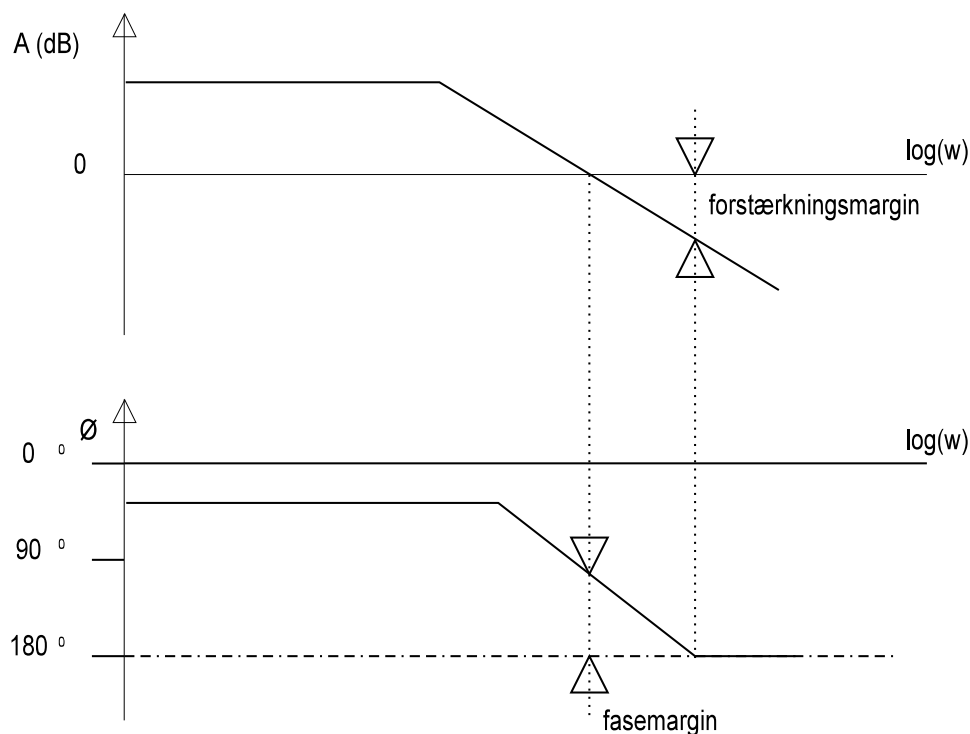
Forskellige personer har i dette århundrede arbejdet intenst med begrebet stabilitet, og der er som følge heraf opstået en række matematisk baserede stabilitetskriterier, som har navn efter disse forskere. Heraf skal især fremhæves Nyquist hvis stabilitetskriterie er baseret på undersøgelser i frekvensdomænet, og udmøntes i praksis ved en undersøgelse i Bode plottet eller ved en rodkurve analyse.

Fasemargin og forstærkningsmargin

Ved stabilitets analyse af reguleringssløjfen er resonementet som følger. Feedback signalet bliver trukket fra sætpunktet. Dette svarer til en fasedrejning på -180° . Findes der nu en frekvens, der giver feedbacksignalet endnu et fasedrej på -180° , bliver den samlede fasedrejning -360° og feedback signalet vil komme tilbage i samme fase som sætpunktet. Resultatet er svingninger. Tegnes åbensløjfe funktionen i et Bode-plot kan fasemargin (FM) og forstærkningsmargin (KM) bruges til at beskrive stabiliteten.

Fasemargin er den vinkel, som fasekarakteristikken ligger over -180° , ved den frekvens, hvor amplituden er 0 dB.

Forstærkningsmargin er det antal dB, som amplituden ligger under 0 dB ved den frekvens, hvor fasen er -180° .



Figur 2. Fase- og forstærkningsmargin i et Bode-plot.

Figur 2 viser et Bode-plot, hvor placeringen af fasemargin FM og forstærkningsmargin KM er illustreret. Såfremt $FM > 30^\circ - 45^\circ$ og $KM > 6-12$ dB vil systemet normalt altid være tilfredstillende stabilt.

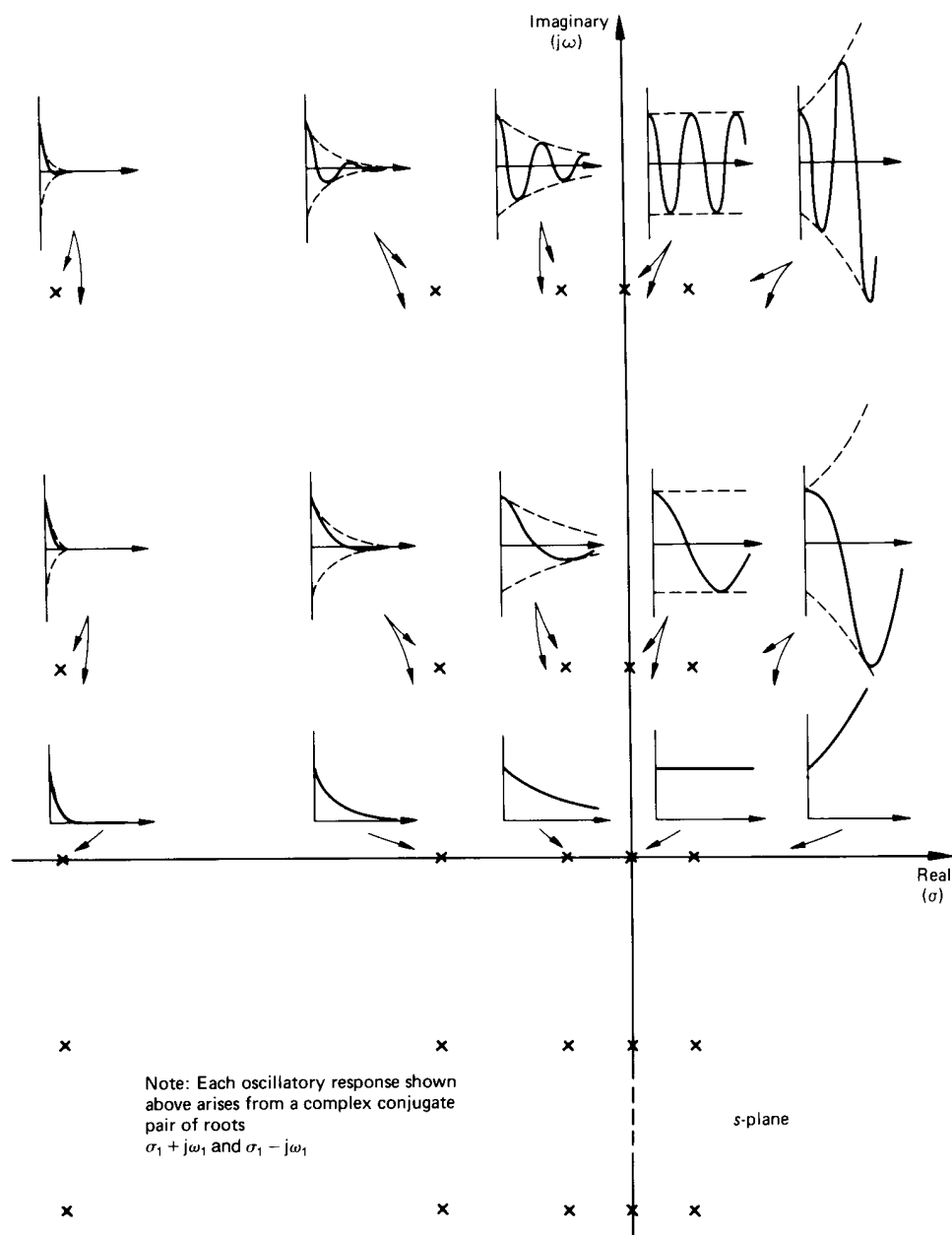
Hvilken margin der begrænser et system, er primært bestemt af dæmpningen i systemet. Således er fasemarginen bestemmende i systemer med dæmpning større end ca 0,7 og amplitudemarginen er bestemmende i systemer, hvor dæmpningen er mindre end 0,7.

Denne betragtning er dog kun gældende for lineære systemer uden f.eks. faseskabende netværk.

Frekvensen hvor amplituden krydser 0-dB akse kaldes også krydsfrekvensen, eller hastighedsforstærkning, eller åbensløjfe forstærkning K_v .

Stabilitets undersøgelser i s-planet

Stabiliteten for en lineær lukket sløjfe kan bestemmes ud fra placeringerne af polerne i s-planet. Ligger nogle af polerne i højre side af s-planet vil resultatet blive en monotont stigende amplitude eller svingninger med tiltagende amplitude. Hvis alle lukket-sløjfe poler ligger til venstre på $j\omega$ -aksen forrepræsenterer dette et stabilt system. Poler på $j\omega$ -aksen vil give svingninger med konstant amplitude. At polerne ligger i den venstre halvdel er ikke ensbetydende med, at systemet giver et tilfredsstillende transient respons.



Figur 3. Sammenhæng mellem polplacering og respons

En systematisk metode

Når reguleringssløjfen omkring et objekt skal lukkes, er det vigtigt at man griber opgaven systematisk an. Ellers vil der hurtigt opstå problemer og uheldige udeladelser vil gøre objektet vanskeligt styrbart i kritiske situationer.

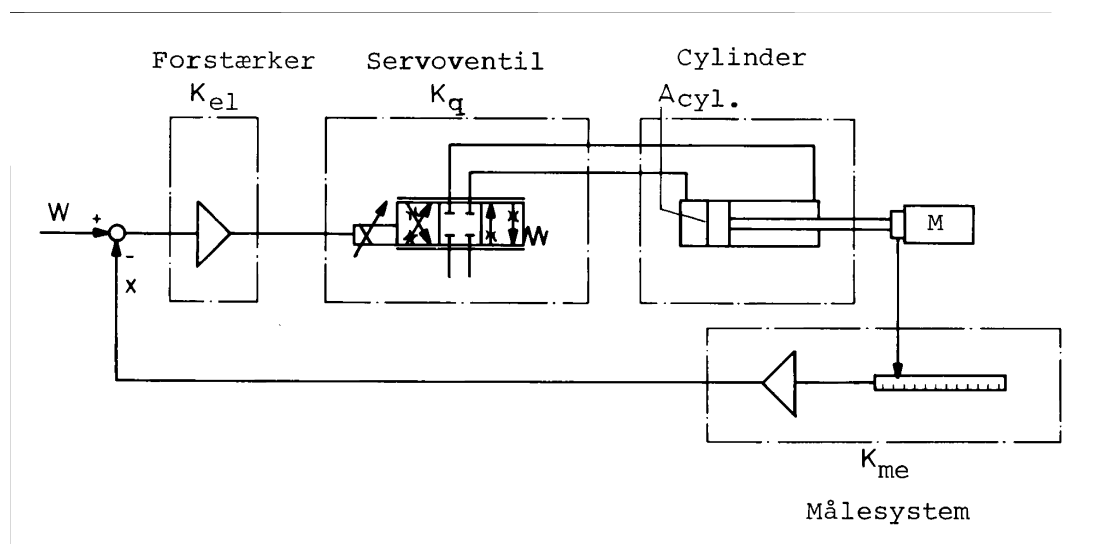
Ved konstruktion af sædvanlige reguleringssløjfer hvori der indgår regulatorer med faste/konstante indstillingsværdier, kan opgaven gribes således an :

- Definer krav til systemet (nøjagtighed, opløsningsevne, dynamik o.l.)
- Dimensioner hovedkomponenter med udgangspunkt i krav til kræfter og hastigheder
- Lav en overslagsberegning af egenfrekvens og dæmpning eller tidskonstant
- Vælg det driftspunkt der er mest kritisk
- Skitser systemets frekvensrespons i dette punkt, og beregn marginer
- Afgør om der er brug for kompensation, eller gentag evt. dimensioneringen med fornyede komponentdimensioner.

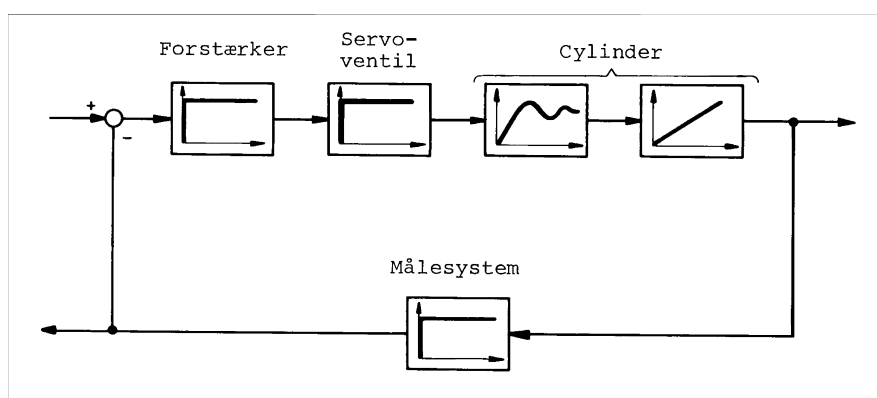
En positionssløjfe

Til opbygning af et servosystem medgår en række komponenter. På figur 4 og 5 er disse vist i h.h.v. diagram- og blokform.

I det følgende vil de hver især blive gennemgået sammen med de nødvendige krav og beregninger.



Figur 4 Diagram for en positionsservo, med angivelse af elementernes forstærkningsbidrag.



Figur 5 Blokdiagram for positionsservoen i figur 4. I hver blok er angivet elementets trinrespons.

Forstærkeren, eller regulatoren

I forstærkeren bliver forskellen mellem den ønskede position og den aktuelle position fundet og ganget med en faktor K_p som kaldes proportionalforstærkningen. Denne er normalt justerbar.

I tilgift kan forstærkeren tilføres yderligere egenskaber som f.eks. en integration, der indenfor et variabelt tidsrum kan reducere en stationær fejl til nul. Eller en differentiation, der kan medvirke til at øge et systems trinrespons, fordi den giver et udgangssignal, hvis størrelse afhænger af fejlens ændringshastighed. Dette D-led kan med fordel kun kobles til referencen, da målestøj således ikke påvirker systemet uhensigtsmæssigt.

Normalt anvendes betegnelsen PID-regulator for denne forstærker; men i hydrauliske servomekanismer, som typisk har en høj båndbredde, kan I- og D-leddet kun undtagelsesvis bruges - og da kun i begrænset omfang. Især D-leddet er vanskeligt, fordi det er meget følsomt overfor støj. Integratoren anvendes normalt kun på kraft- og hastighedsservoer, hvor den tjener til at reducere stationære fejl. Det kan dog også anvendes til dødbåndsbegrænsning.

$$K_p = \frac{U_{ud}}{U_{ind}} \left[\frac{\text{Volt}}{\text{Volt}} \right]$$

Servoventilen

Hovedparten af alle servosystemer er ventilstyrede, og den hyppigst forekommende ventil er servoventilen. Imidlertid er en række ventiler, som drives af en proportionalmagnet, på vej til helt at overtage markedet, for såvidt angår industriapplikationer. Disse ventiler sælges under navne som "proportionalventiler med nuloverdækning" eller "regelventiler", og adskiller sig kun fra den traditionelle servoventil ved at have en noget ringere dynamik ved store amplituder, og et væsentligt højere strømforbrug, (typisk 1,5 - 2,5 A mod servoventilens typiske forbrug på 5 - 60 mA). Til gengæld kan de være op til 50% eller mere billigere.

Servoventilen kan normalt beregnes som en flowforstærker med forstærkningen

$$K_q = \frac{Q_{nominel}}{U} \left[\frac{\text{m}^3/\text{sec}}{\text{Volt}} \right]$$

Denne simplificering er tilladt, såfremt ventilens båndbredde (den frekvens, hvor fasevinklen for ventilen når 90°) er i størrelsesordenen 3 gange systemets åbensløjeforstærkning. De nødvendige oplysninger kan som regel findes i de Bode-plot, som ventilleverandøren normalt stiller til rådighed.

I de tilfælde, hvor servoventilens båndbredde nærmer sig systemets åbensløjeforstærkning, vil der ske en reduktion i den resulterende båndbredde. Som overslag kan systemets reducerede båndbredde beregnes som

$$\omega_{\text{syst}} = \frac{\omega_{\text{cyl}} \cdot \omega_{\text{ventil}}}{\omega_{\text{cyl}} + \omega_{\text{ventil}}} \quad [\text{s}^{-1}]$$

Cylinderen

I cylinderen overføres flowet fra ventilen til en hastighed; men da dæmpningen i cylinderen ofte er meget ringe, vil en trinvis ændring i volumenstrømmen som regel resultere i et oscillerende respons. Cylinderen er derfor (som oftest) den komponent, der bestemmer et servosystems båndbredde og dermed dets nøjagtighed og hurtighed. Reguleringsteknisk kan cylinderen betragtes som et underdæmpet anden-ordens system. I dette anden-ordens system er der to faktorer, der skal bestemmes, nemlig resonansfrekvensen og dæmpningen. Af disse to lader resonansfrekvensen sig relativt nemt beregne, medens det er forbundet med større vanskelighed at beregne dæmpningen. Denne må derfor som oftest sættes til en anslået værdi.

Som det fremgår af figur 5, er cylinderen beskrevet i to blokke. Dels det førnævnte oscillatoriske anden-ordens led, dels den efterfølgende integration. Dette skal forstås således: Når cylinderen tilføres et givet flow i et givet tidsrum, resulterer det i en forskydning, som er proportional med cylinderens areal.

Cylinderen har således forstærkningsbidraget

$$K_c = \frac{1}{A} \quad [\text{m}^{-2}]$$

Målesystemet

Også her gælder det, at der er tale om et led, der indgår som en forstærker. Det er vigtigt at sikre sig, at målesystemets båndbredde ligger væsentligt højere end den båndbredde, som ønskes af det samlede servosystem.

Endelig skal man huske, at det især er ved valget af målesystem, man har indflydelse på positions-servoens nøjagtighed.

$$K_{me} = \frac{U}{x} \quad \left[\frac{\text{Volt}}{\text{meter}} \right]$$

Sløjfens dynamik

Som tidligere nævnt, ændres cylinderens resonansfrekvens med cylinderens position.

Også dæmpningen i cylinderen ændrer sig efter dens position og hastighed, og endelig ændrer kraft og hastighedsforholdet sig med belastningen.

Alle disse forhold bevirker, at servosystemet til stadighed ændrer båndbredde.

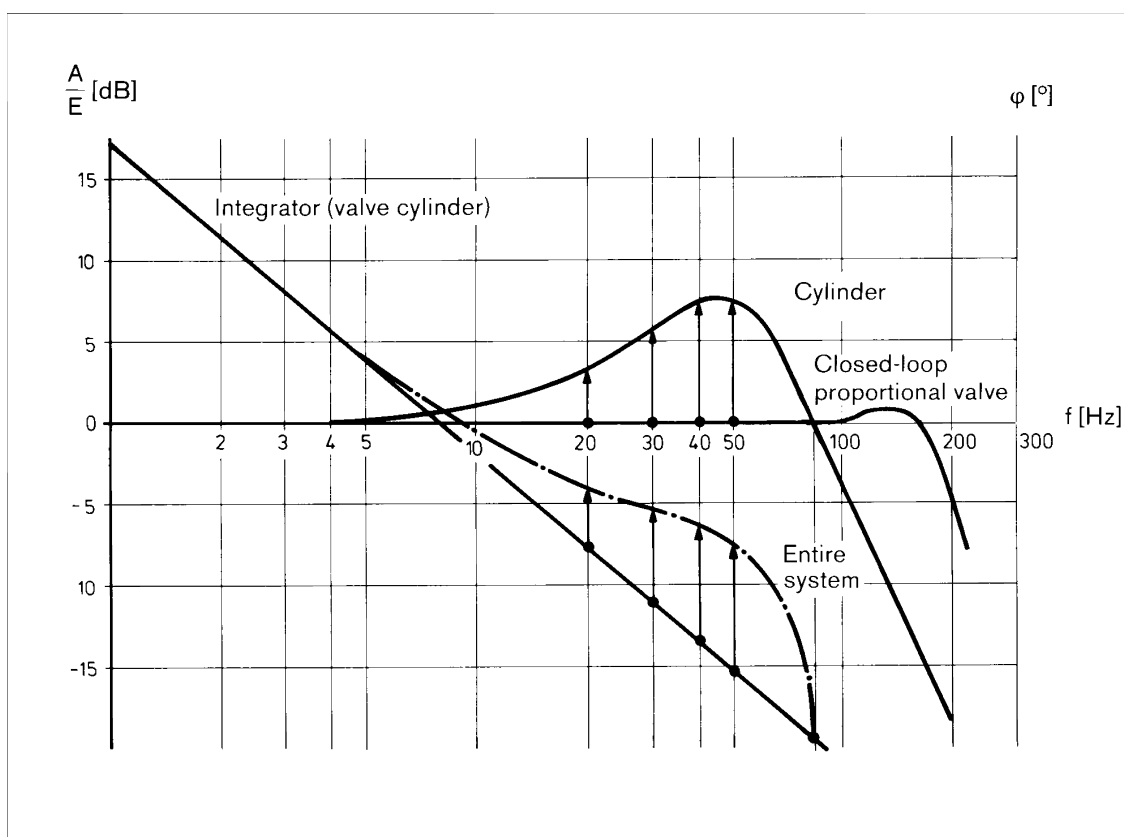
En matematisk beskrivelse, der kan dække alle driftstilstande, er gennemgået i andre afsnit, men da mange regulatorer oftest arbejder med en fast indstilling af forstærkerens reguleringsparametre (PID), vil det være tilstrækkeligt at betragte driftsforholdene i den position, hvor resonansfrekvensen er lavest.

Dæmpningen i en hydraulisk cylinder er som før nævnt ringe, og det største enkeltbidrag til systemets dæmpning er således blende-dæmpningen i servoventilen. Det betyder imidlertid, at dæmpningen ændrer sig med cylinderens hastighed, og at den er lavest, når ventilen er i midtstilling og lækagen kun er ringe. Som en tommelfingerregel gælder det, at laveste dæmpning for en hydraulisk positionsservo er i størrelsesordenen 0,1 - 0,3. Dog hyppigst i nærheden af 0,1. Hertil kan dog komme dæmningsbidrag fra lasten.

Stabilitet

Anvendes de alm. forekommende stabilitetskriterier, kræves det at amplitudeforholdet ved 180° fase-forskydning er mindre end 1 i den åbne reguleringsløkke.

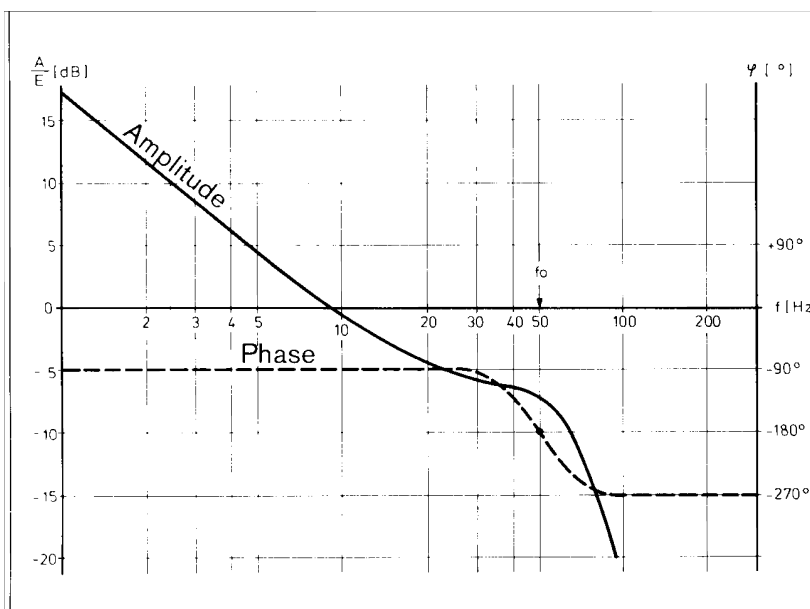
Som tidligere omtalt kan en hydraulisk positionsservo undersøges, som et underdæmpet anden-orden's system i serie med en integrator.



Figur 6

Et sådant system kan beskrives i frekvensdomænet med et Bode-plot, som f.eks. i figur 6, hvor bidraget fra hvert element fremgår.

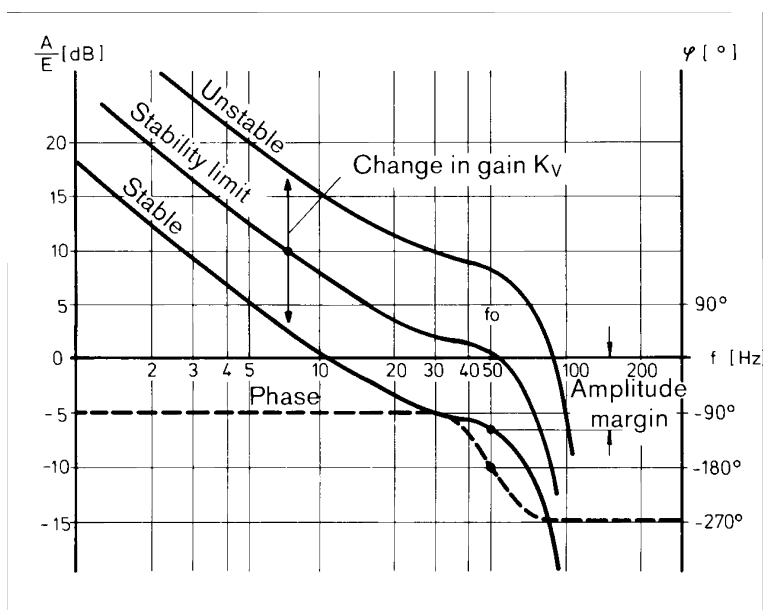
I figur 7 er det samlede bidrag vist alene.



Figur 7

Går man ind under 180° vil man bemærke, at ved denne frekvens (50 Hz) er amplituden faldet til ca 7dB svarende til 0,44.

Systemet er således stabilt, men ved at øge forstærkningen kan dette nemt ændres og systemet gøres ustabil. I figur 8 er dette vist. Bemærk at en ændring i forstærkning ingen indflydelse har på fasen.



Figur 8

Størrelsen af den forstærkning hvor amplitudeforholdet netop er 0dB kan findes som:

$$K_v \leq 2\zeta\omega_0$$

hvor K_v = Åbensløjfe-forstærkning (produktet af forstærkningselementer i sløjfen)

$$= K_{el} \cdot K_q \cdot K_C \cdot K_{me} [S^{-1}]$$

ζ er cylinderens dæmpningsforhold (0,1 - 0,3)

ω_0 er systemets resonansfrekvens (rad/sek)

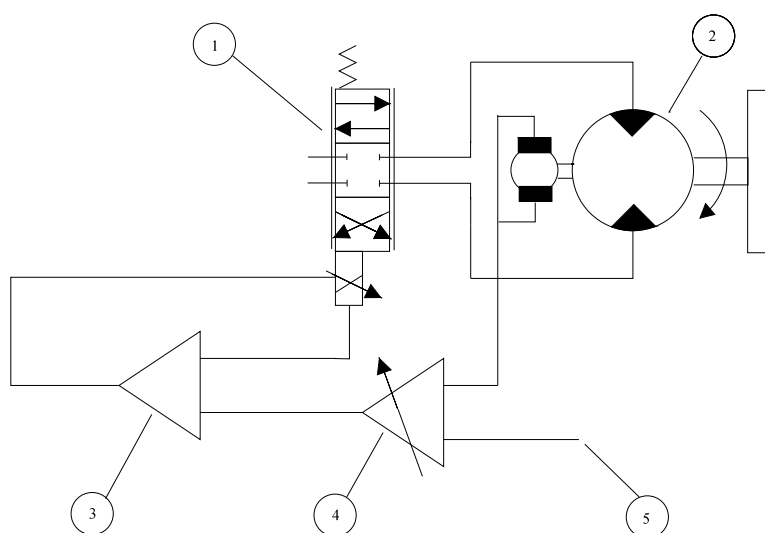
En hastighedssløjfe

Til regulering af en motors omdrejningstal kan der vælges mellem tre systemtyper.

1. **Ventilstyring.** Motorens bevægelsesretning og omdrejningstal bestemmes af en proportional- eller servoventil, som regel flanget direkte på motoren, så kompressionsvolumenet reduceres til et minimum. Denne type har et godt dynamisk response.
2. **Pumpestyring.** Motoren forsynes fra en variabel elektrisk styret pumpe. Omdrejningstallet bliver således proportionalt med pumpens udvinkling. Denne type kan i lukkede kredsløb give et godt response i begge omdrejningsretninger, dog må der tages højde for det relativt store kompressionsvolumen.
3. **Motorstyring.** Motoren er variabel og kobles til et forsyningsnet med konstant tryk. Denne reguleringsform kendes også som "sekundær regulering" og har bl.a. på grund af det lille styrevolumen et godt og stabilt dynamisk response.

I det følgende vil vi koncentrere os om et eksempel på en ventilstyret motor. I figur 9 er vist sløjfens elementer:

1. Proportionalventil
2. Motor med tachogenerator
3. Ventil driver
4. Regulator
5. Sætpunkts indgang



Figur 9 Hastighedsreguleret motor

Proportionalventilen

Til hastighedsreguleringen kan anvendes de fleste almindeligt forekommende proportionalventiler, dog skal man være opmærksom på, at ventilen konstant skal arbejde med et rimeligt højt trykfald for at sikre en tilstrækkelig blandedæmpning. En tommelfingerregel er at vælge ventilen en størrelse under den der passer til det aktuelle flowbehov, eller som et minimum at have et trykfald over ventilen på 20 - 30 bar.

Dynamisk må man sikre sig, at ventilen har en stigetid der giver en passende margin i forhold til den som kræves for at starte og stoppe motoren.

Motoren

Ved valget af motoren skal flere ting tages op til overvejelse:

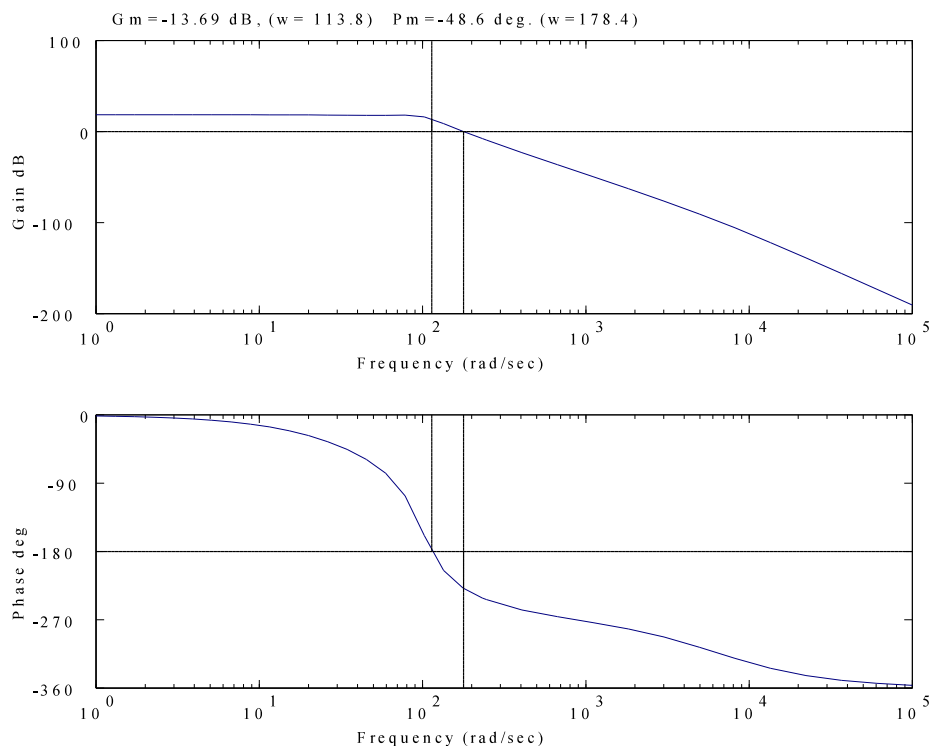
- Hvorledes er motoren belastet
- Hvor godt er motorens startmoment
- I hvilket omdrejningstalsområde skal motoren arbejde
- Hvor stort er motorens dødvolumen (volumen udover fortrængningsvolumen)

Når en motor der kan overføre det nødvendige moment er fundet, må man undersøge hvorvidt dens dynamiske egenskaber er tilstrækkelige.

Som før beskrevet er båndbredden af en hydraulisk aktuator først og fremmest bestemt af den hydrauliske stivhed.

I en motor er volumenet under kompression konstant, og stivheden varierer derfor kun med trykket.

Af den beregnede båndbredde, kan man som regel kun anvende 20-40% p.g. af den relativt dårlige dæmpning i motoren, med mindre regulatoren udformes på en sådan måde at den kan kompensere for motorens "dårligdomme".



Figur 10 Frekvensresponse for motor og ventil

Regulatoren

Den traditionelle Proportional regulator kan udmærket anvendes til hastighedsregulering, men vil give et offset som er omvendt proportionalt med forstærkningens størrelse. Skal offsetet reduceres yderligere kan en Integralregulator tilføjes.

Reguleringssløjfens overføringsfunktion

En reguleringssløjfe, med de elementer der indtil nu er beskrevet, kan bedst vurderes såfremt der ikke tages hensyn til eksterne kræfter og trykfaldsændringer. Eller sagt med andre ord lineariseret omkring et vilkårligt driftspunkt.

Ligesom cylindren kan motoren betragtes som et anden ordens system, og det resulterer i et frekvensresponse som det fremgår af figur 10.

Amplitude forholdet ved lave frekvenser (K_0) kan beregnes som produktet af de enkelte forstærkningsbidrag.

$$K_0 = K_c K_s K_t \frac{K_q}{V_0}$$

Hvor:

K_e = Regulatorforstærkning	[V/V]
K_s = Driverforstærkning	[A/V]
K_t = Tachometerforstærkning	[V/omd]
K_q = Ventilforstærkning	[cm ³ /sec/A]
V_0 = Motorens fortrængning	[cm ³ /omd]

Den eneste faktor i den simplificerede overføringsfunktion, som kun vanskeligt lader sig beregne, er dæmpningen ζ .

Dens størrelse er primært bestemt af:

- Trykfaldet over styreventilen, idet dæmpningen tiltager ved stigende trykfald.
- Lækagen i motoren, idet stigende lækage giver yderligere dæmpning.
- Den viskose friktion i motoren.
- Motorens inertibelastning, idet øget belastning giver øget dæmpning.

Normalt forholder det sig således at dæmpningen er lavest ved lave omdrejningstal, hvor ventilen er næsten lukket. Det vil derfor ikke være usædvanligt at se dæmpningen variere i et interval fra 0,1 til 1 når omdrejningstallet går fra nul til max.

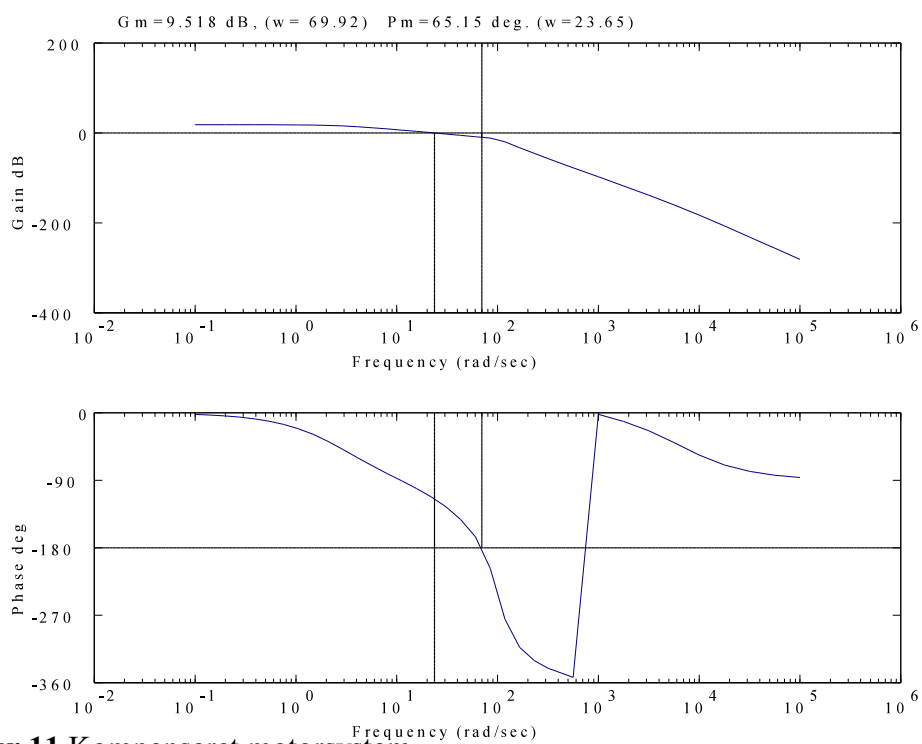
Såfremt dæmpningen skal øges kan det nemmest gøres ved at øge lækagen over motoren, f.eks. med en lille blende mellem A og B portene i styreventilen.

Alternative, men mere krævende løsninger kan være last- og accelerationstilbagekobling.

Af frekvensresponset ses, at amplitudeforholdet ved ω_h ligger over 1 hvilket betyder at systemet vil være ustabilt, idet fasedrejningen (den tidsmæssige forskydning mellem ω_{ind} og ω_{ud}) ca. er 180° ved ω_h . Som følge heraf må systemet kompenseres.

Den simpleste compensation vil være at indskyde et RC-led i sløjfen mellem regulatoren og ventildriveren. Størrelsen af RC-leddets tidskonstant kan med tilnærmelse bestemmes som

$$\tau_c = \frac{K_0}{\omega_c} \quad \text{Det kompenserede systems frekvensrespons bliver herefter som vist i figur 11.}$$

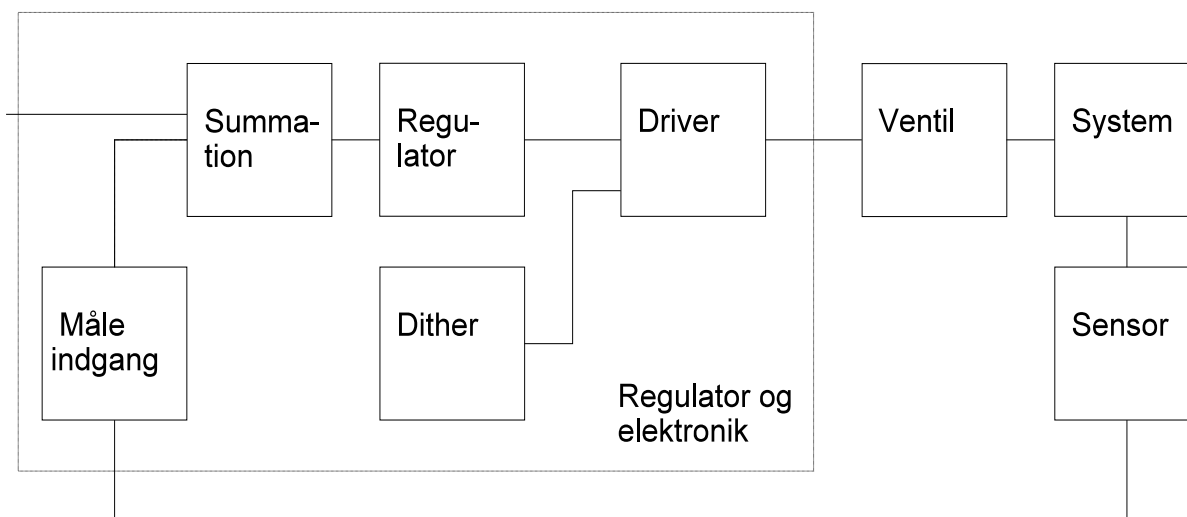


Figur 11 Kompenseret motorsystem

Regulatorer i hydrauliske servosystemer

Regulatoren i et hydraulisk servosystem opbygges sædvanligvis ad digital og elektronisk vej. Der benyttes enten konfigurerbare elektronikkort (både analoge og digitale), som tilpasses den aktuelle opgave.

Der skelnes mellem to hovedtyper af regulatorer. Digitale der bygger på diskrete beregning, og analoge der realiseres med kontinuerte elektroniske kredsløb.



Figur 12 Elementer i en hydraulisk reguleringsløjfe

I begge tilfælde indgår flere enkelt elementer :

- Ind- og udgang for tilpasning af signal niveauer
- Summation for dannelse af fejlsignalet
- Selve regulatoren
- Ditherkredsløb for overlejret brumsignal
- Dødbåndskompensering for ventiler med dødbånd i midtstilling
- Driverforstærker til ventilen.

Driverforstærkeren vil som regel være en selvstændig enhed, der leveres af ventilleverandøren tilpasset ventilen. Dødbåndskompensering og ditherkredsløb er oftest indeholdt i driverforstærkeren. Om dødbåndskompenseringen kan det dog tilføjes, at denne som hovedregel ikke har en form der gør den egnet til positionering idet det er en ren springfunktion som giver alt for mange ventilbevægelser ved stilstand.

Den digitale regulator skal ikke gennemgås i detaljer her. Der er simpelthen for mange gode muligheder for den dygtige realtidsprogrammør.

Til forskel fra den kontinuerlige regulator så er dynamikken i den digitale regulator et kapitel for sig som kan være vanskeligt at forklare med få ord. Derfor kun lidt om forskellene.

I figur 13 & 14 er vist den signalkæde som regulatoren vil indeholde.

Det er vigtigt at man holder sig for øje, at beregningen af en ny tilstand foregår digitalt og derfor med faste tidsintervaller. For at reguleringsalgoritmen ikke skal blive "forvirret" er der i indgangen et analogt filter (ofte indstilleligt) Det skal forhindre at regulatoren regner på

andet end det der “kommer reguleringssløjfen ved” (anti aliasering).

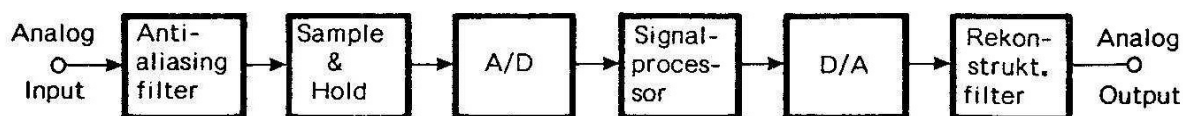
Før signalet kan konverteres fra Volt til bit, skal det fastholdes i et tidsrum (sample hold) ellers kan man ikke vide hvad der konverteres.

Når algoritmen har behandlet signalet skal det konverteres igen. Igen skal der et analogt filter til.

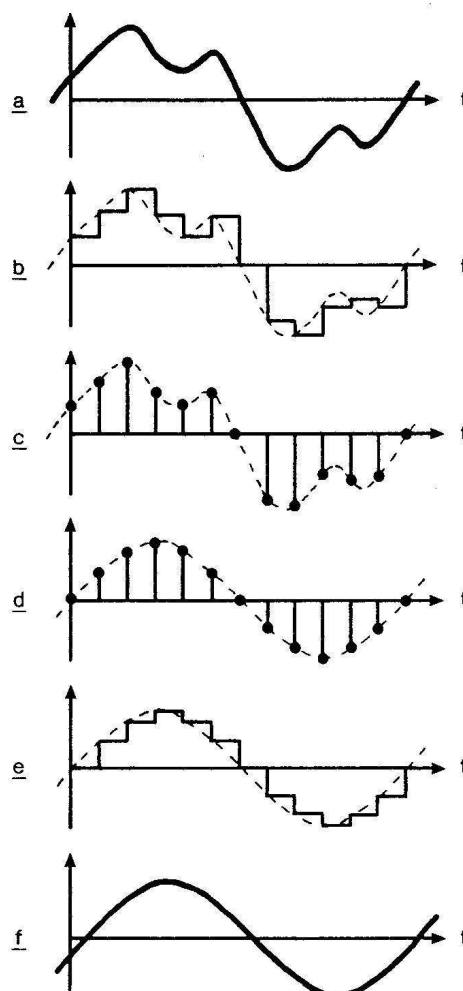
Alle disse elementer tager tid, og i mellemtiden sker der intet. Det betyder at er der valgt en for lav opsamlingsrate, så kan en aktuator nå at køre længere end ønsket, eller et tryk kan stige for meget, eller for hurtigt.

Som en tommelfingerregel, så er en passende opsamlingsrate 5 til 10 gange så hyppig som det hurtigst ændrende signal i kæden.

Hyppigst er de hurtigst ændrende signaler pludselige trykændringer som følge af “sammenstød” mellem en aktuator og en last.



Figur 13 Digital signal kæde



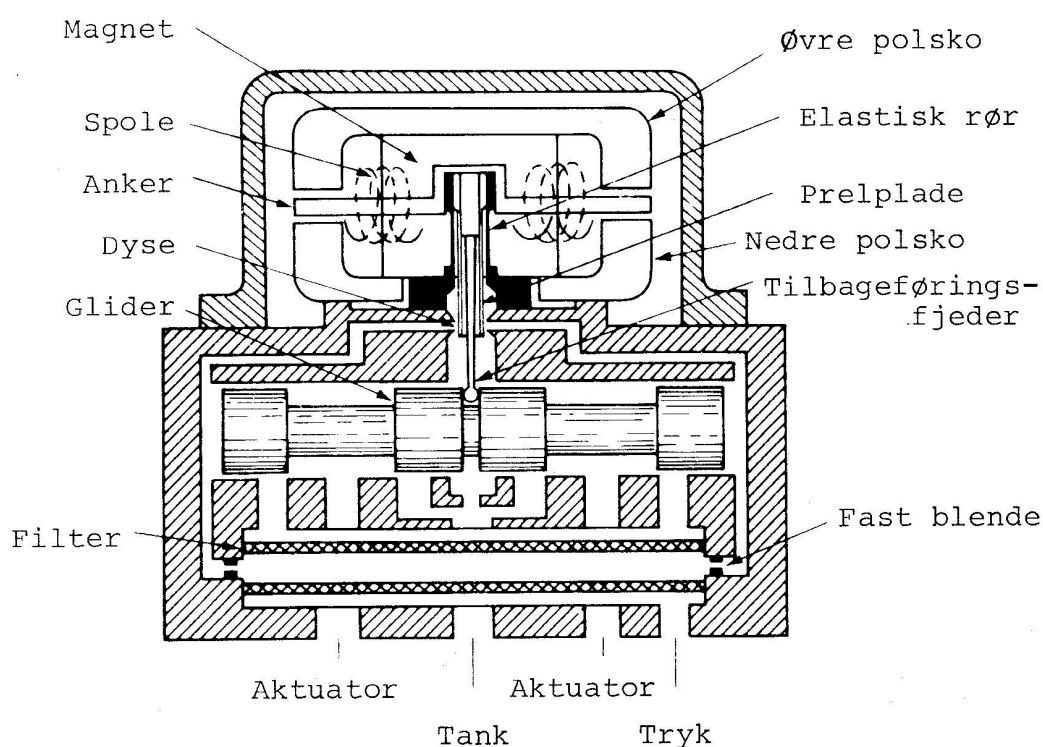
Figur 14 Tilstande i signalkæden. Bogstaverne relaterer til elementerne

Servoventilen

Ventiltyper

Til trinløs variabel regulering af oliestrømmen i et hydraulisk system, anvendes typisk en servoventil. Disse ventilers historie daterer sig tilbage til 2. verdenskrig, og i det hele taget er deres udvikling tæt knyttet til militær udvikling. Imidlertid er der i de seneste ti år udviklet en række produkter, som rettet mod ren industriel brug. Primært er der tale om produkter til styring af ventilglidere, som gør ventilerne mere robuste og driftsike.

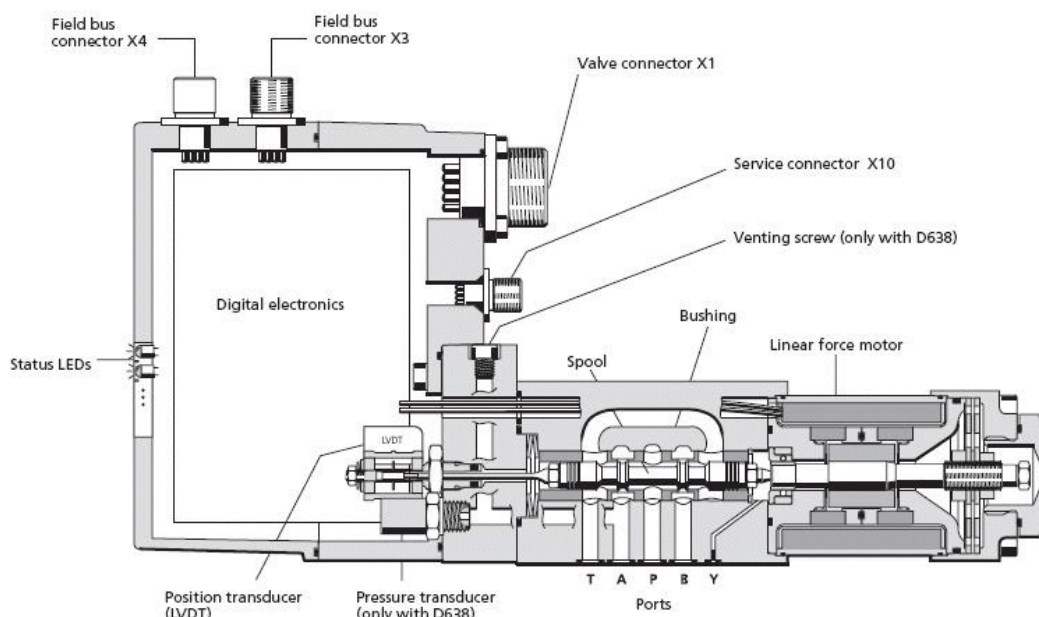
Den traditionelle servoventil er en forstyret ventil, hvis opbygning fremgår af figur 15.



Figur 15. To-trins servoventil med mekanisk tilbak kobling af gliderpositionen.

Når en elektrisk strøm sendes gennem spolerne resulterer det i et moment som får ankeret til at dreje. Ved drejningen presses prelpladen mod den ene dyse, hvorved trykket på den ene ende af ventilglideren øges. Dette resulterer i en flytning af glideren. Flytningen spænder tilbakføringsfjederen, hvorved der opbygges et modmoment i det elastiske rør. Når modmomentet og momentet hidrørende fra stømmen i spolen er lige store, vil der opstå en kraftbalance omkring glideren - glideren har nået den ønskede position.

De nye ventiltyper er typisk baseret på den teknik som er udviklet til de såkaldte proportional-ventiler. Figur 16 viser et typisk eksempel på en sådan ventil. Gliderens position måles via en positionstransducer (ofte en LVDT). Herved øges ventilens egenskaber i såvel dynamisk som statisk henseende.



Figur 16. Direkte styret servoventil med med en ensidig proportionalmagnet.

Ventilen er direkte styret til volumenstrømme op til 100 l/min. Over denne størrelse er de pilotstyrede, og er forsynet med positionstrandsducere på begge glidere. I modsætning til den traditionelle servoventil er energiforbruget højt, og der kræves en speciel forstærker til den elektriske styring.

Praktiske karakteristikker for servoventiler

Den mest grundlæggende karakteristikk for en servoventil er en (p,Q) - karakteristikk. Denne karakteristikk beskriver volumenstrømmen som funktion af trykfaldet ved forskellige ventilåbninger.

Sammenhængen mellem de to størrelser er bestemt af stømningsligningen

$$Q = C_d * A * \sqrt{\frac{2}{\rho} * \Delta p}$$

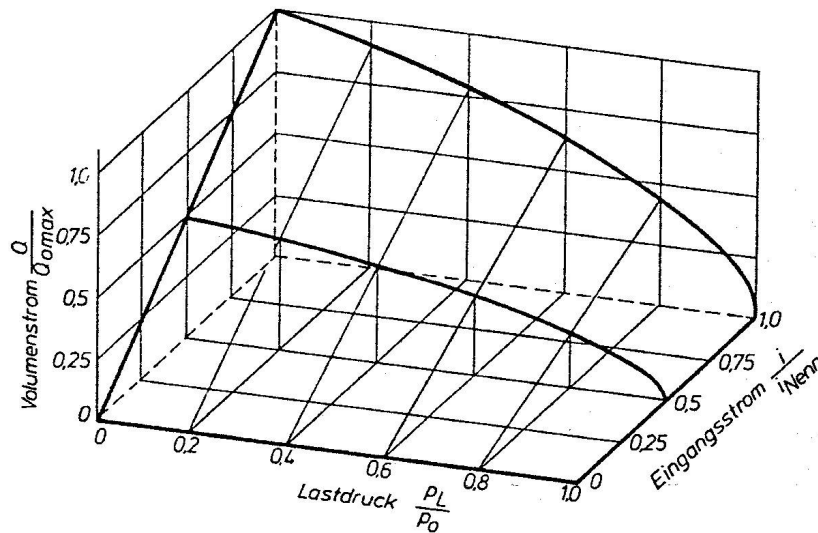
Hvor :

-A er ventilens åbningareal

- C_d er strømningskoefficienten, idet der forudsættes turbulent strømning = 0,61

- ρ er massefylden.

Foretages en afbilledning af stømningsligningen hvor både areal og trykfald ændres, fåes en karakteristik som afbilledet i figur 17. Heraf fremgår den ulineære karakteristisk som er kendetegnende for servoventilen.



Figur 17. Flow som funktion af trykfald og ventilåbning for en symmetrisk servoventil.

Når servoventilen skal medtages i en lineariseret analyse, må strømningsligningen lineariseres. Denne linearisering foretages med hensyn til de to variable, åbningsarealet og trykfaldet, hvorefter stømningsligningen bliver til:

$$Q = Q_0 + \frac{\partial Q}{\partial A} \cdot \Delta a + \frac{\partial Q}{\partial \Delta p} \cdot \Delta p = Q_0 + K_q \cdot \Delta a + K_{qp} \cdot \Delta p$$

Hvor

K_q er ventilens flowforstærkning

$$K_q = C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} \quad \left[\frac{\text{m}^3/\text{sec}}{\text{m}^2} \right]$$

og

K_{qp} flow-tryk forstærkningen

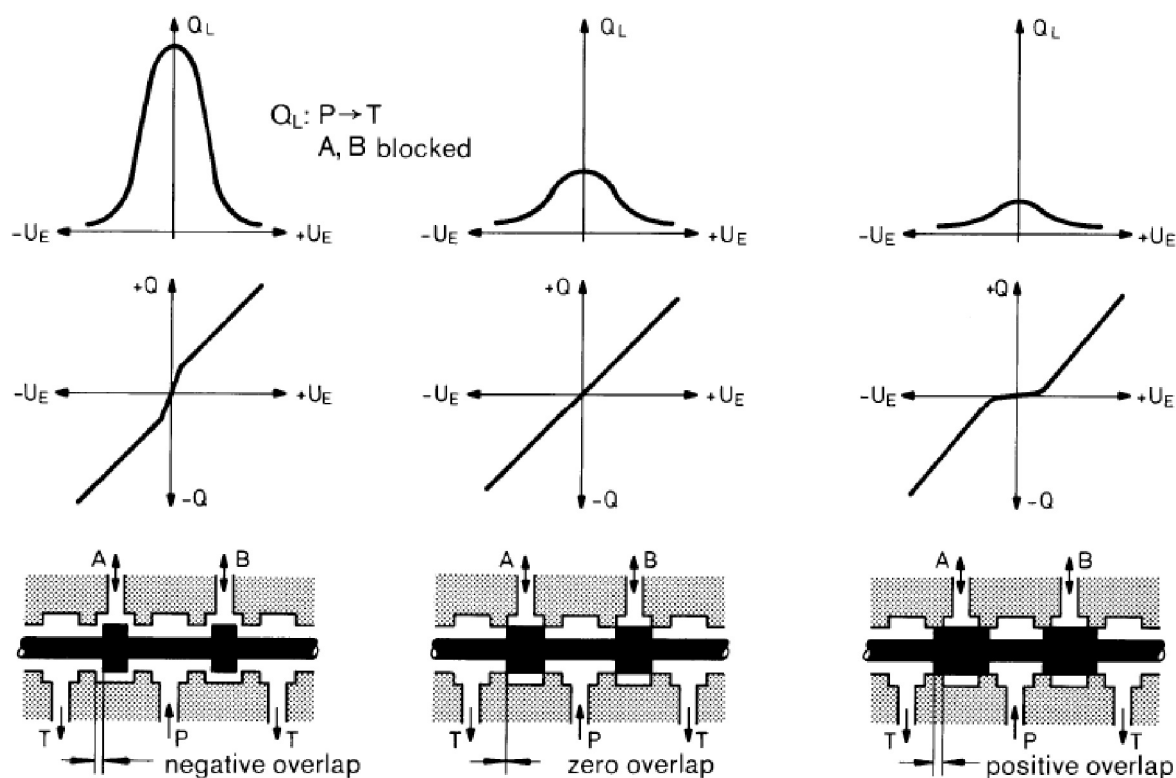
$$K_{qp} = \frac{C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{2 \cdot \sqrt{\Delta p}} \quad \left[\frac{\text{m}^3/\text{sec}}{\text{N/m}^2} \right]$$

Glidertyper

Når der skal vælges servoventil til en konkret opgave, skal der bl.a. tages stilling til ventilens overdækningsforhold i nulstilling, d.v.s. glideren i midtstilling. Tre typiske udformninger står til rådighed, og de har hver deres egenskaber.

Figur 18 viser grafisk sammenhængen mellem flow lækage og glider overdækning.

Med positiv overdækning:



Figur 18 Overdækningskarakteristikker for forskellige ventilglidere

Anvendes f.eks. til hastighedsservoer og systemer, hvor dødbåndet i flowforstærkningen er acceptabel. Denne ventiltipe har den ringeste lækage, og dermed det dårligste dæmpningsbidrag i forbindelse med positionsservoer.

Med nul overdækning:

Dette er den mest anvendte glidertype. Som det ses ligefrem proportionalitet mellem position og volumenstrøm, og glideren tilfører derfor ingen dødbånd til en positionssløjfe.

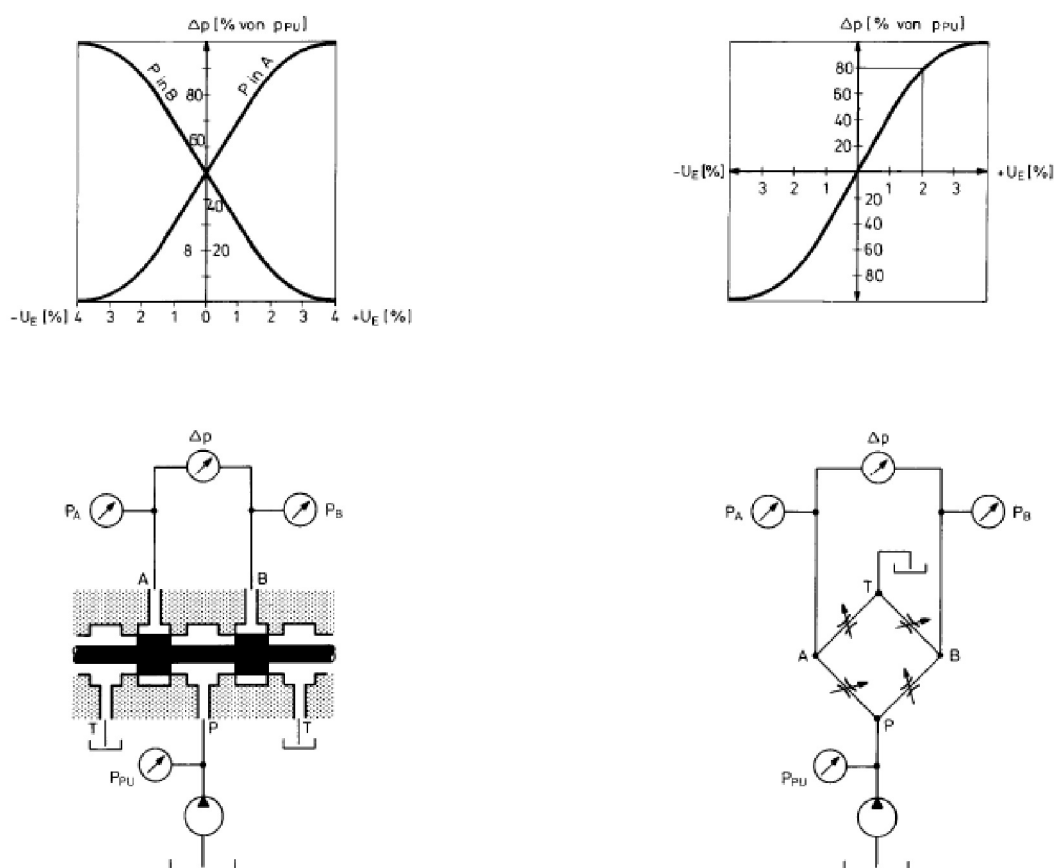
Med negativ overdækning:

Denne type forekommer sjældent p.g.a. den store lækage; men den kan med fordel anvendes, hvor dæmpningen ønskes forøget i nulstilling. Almindelig anvendt i kraftreguleringsopgaver.

Trykforstærkning.

Servoventilen er som før nævnt en gliderventil, og som følge heraf ikke tæt. Denne manglende tæthed har ingen praktisk betydning når glideren er væk fra midstillingen, også kaldet nulstillingen; men når glideren står i nul vil der være en lækpassage. Det betyder, såfremt glideren ellers er symmetrisk, at det fulde arbejdsstryk ikke står til rådighed i hver arbejdsport når glideren er i nul, men kun det halve.

Omkring nul må det desuden gælde, at der er et kritisk område, hvor strømningsarealet er mindre end spillerummet omkring glideren. I dette område sker der en stor ændring af trykket i arbejdsportene, selvom både forsyningstryk og belastning holdes konstant.



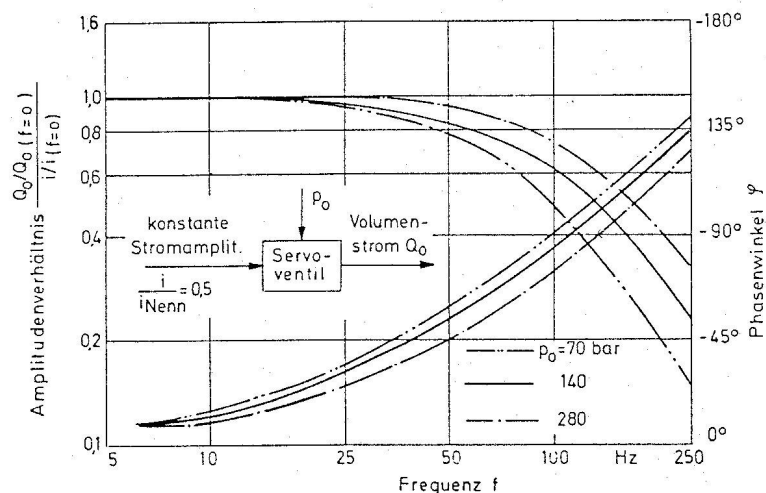
Figur 19 Trykforstærkning for en glider med nul-overdækning

En praktisk opmåling af forholdene omkring nul, resulterer i en kurve, som angiver ventilens trykforstærkning. Karakteristikken optages ved, at trykkene i de blokerede arbejdsporte måles samtidig med at gliderens position varieres i området $\pm 5\%$. Herved fremkommer kurverne som vist i figur 19.

En praktisk konsekvens af denne karakterist ses, når en ekstern last forsøger at tvinge en positionsservo væk fra den ønskede position, idet det er trykforstærkningen som fortæller hvor stor en glidervandring der skal til for at opveje den eksterne last.

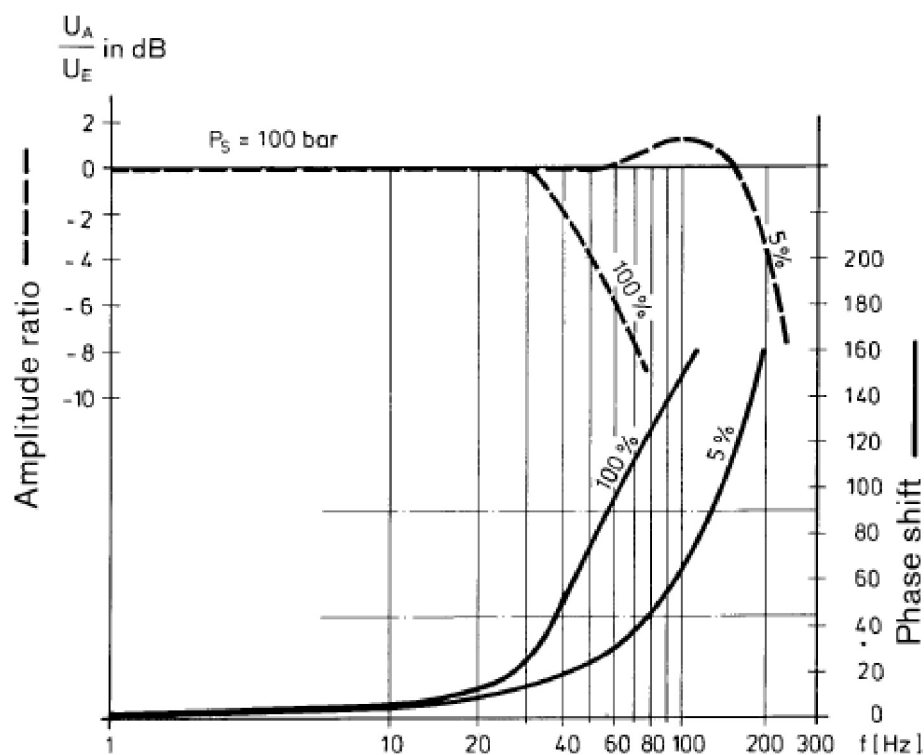
Dynamiske forhold

En servoventils dynamiske egenskaber beskrives normalt ved hjælp af en frekvenskarakteristik. Den mest anvendte form er et Bode-plot.



Figur 20 Bodeplot for torquemotor styret servoventil.

Bode-plottet i figur 20 viser den traditionelle servoventils afhængighed af tilgangstrykket, idet gliderens acceleration bestemmes af trykket.



Figur 21 Bodeplot for en ventil med direkte magnetstyring

Anvendes istedet en direkte styret ventil med proportionalmagnet, vil der forekomme yderligere foreskelle i dynamik. Dette skyldes væsentligst proportionalmagnetens store strømforbrug. Figur 21 viser frekvensresponset for en sådan direkte styret ventil. Såfremt man ud af disse Bode-plot skal etablere en ventilmodel som er egnet i forbindelse med en simulering, må man først afgøre, om man vil gennemføre en lineær eller en ulineær analyse.

Skal analysen være lineariseret, må man anvende Bode-plottet med den amplitude som er nærmest de der er relevante, i forhold til det system som ventilen indgår i, når ventilens bidrag skal afgøres. Ventilen i figur 21, kan ved 5% amplitude beskrives som et underdæmpet 2' ordens system, der ved ca 110 Hz (690 rad/sec) har 90° fasedrejning og et amplitude forhold på + 0,5 dB.

Ventilens dæmpning kan, når $\omega = \omega_0$ findes som

$$\zeta = \frac{10^{\left(\frac{R}{-20}\right)}}{2}$$

der i dette tilfælde bliver til 0,47.

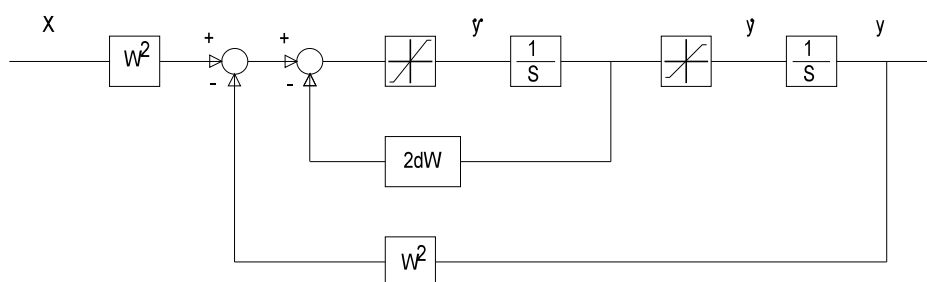
Den samlede lineariserede overføringsfunktion bliver således på formen:

$$\frac{Y}{X} = \frac{K_q}{\frac{1}{\omega^2}s^2 + \frac{2\zeta}{\omega}s + 1} = \frac{K_q}{(2,1 \cdot 10^{-6})s^2 + (1,45 \cdot 10^{-3})s + 1}$$

Skal der derimod opstilles en ulineær model hvor der tager højde for parameter-ændringer, må 2.-ordens systemet opskrives på en sådan måde, at de nødvendige begrænsninger kan indføres. Dette gøres ved at transformere overføringsfunktionen tilbage til tidsdomænet. Herved fremkommer differentialligningen

$$\ddot{y} = \omega^2 \cdot X - 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot \dot{y} - \omega^2 \cdot y$$

I blokdiagramform kan det udtrykkes, som vist i figur 22.



Figur 22. Blokdiagram for ventilen med tilføjede begrænsninger.

System verifikation

Metoder

Når et servosystem er dimensioneret og fremstillet, skal det indkøres og optimeres.

I denne fase må man skelne mellem forskellige formål med verifikation:

1. Prototypesystemer der skal optimeres, m.h.t. performance og pris før de indgår i en serieproduktion.
2. Enkeltstående servosystemer på specialanlæg der skal verificeres/indkøres.
3. Indkøring af serieproducerede systemer.

Disse 3 opgaver adskiller sig på væsentlige punkter, og stiller forskellige krav til den/de personer der forestår verifikationen. I det følgende gennemgås de 3 alternativer m.h.t. fremgangsmåde og udstyrskrav.

Først - imidlertid - en omtale af to principelt forskellige verifikationsdomæner: Tid og frekvens.

Tidsdomæneundersøgelse

En undersøgelse af et dynamisk systems tidsresponse for forskellige karakteristiske test-input kaldes en tidsdomæneundersøgelse. Formålet med en sådan undersøgelse er at få oplysninger om systemets karakteristika, således at man bliver i stand til at forudsige systemets opførsel, når det påvirkes af forskellige input og/eller forstyrrelser.

Undersøgelsen omfatter normalt en analyse af både tidsreponssets transiente del og af den stationære del, samt en analyse af systemets stabilitet.

Testinputtet (step eller rampe) påtrykkes som regel til tidspunkt $t = 0$, og tidsresponset afbildes grafisk og iagttages i tidsrummet $0 \leq t < \infty$.

Da dynamiske systemer altid involverer akkumulering og overførsel af energi, kan outputtet aldrig "følge" inputtet øjeblikkeligt. Tidsreponset udviser derfor altid et transient forløb før en ny stationær tilstand er nået.

Af tidsresponsets transiente del kan systemets dynamiske performance aflæses. Det kan afgøres af hvilken orden systemet er, og henholdsvis tidskonstanter, egenfrekvenser og dæmpning kan beregnes med skyldig hensyntagen til mætningsfænomener, og andre ulineariteter.

Er der tale om et ulineært system, må responset måles i forskellige driftspunkter. (f.eks. forskellige positioner og/eller hastigheder).

Af den stationære tilstand kan nøjagtighedens afhængighed af forskellige størrelser, som f.eks. temperatur, regulatorindstilling, tryk m.v., afgøres. I afsnittet om generel reguleringsteknik er anført de karakteristiske indsvingningsforløb for forskellige systemer.

Frekvens domæneundersøgelser

Tidsdomæne undersøgelsen kræver som regel en del efterbehandling af måleresultaterne, modelopstilling m.v. for deraf at afgøre forhold som f.eks. stabilitet.

Frekvensanalysen giver imidlertid disse oplysninger direkte. Som tidligere anført er dette en lineær metode, og det stiller naturligvis krav om en del overvejelser, når driftspunkt, frekvensområde og amplitude for en frekvensanalyse vælges.

Normalt vil man ønske at kende frekvens og fasekarakteristikken i det driftspunkt hvor f.eks. ω og ζ er lavest, for derigennem at finde frem til den mest optimale reguleringsform og dens indstilling.

Prototype systemer

På dette stadie er der sjældent truffet endelige valg om leverandør, og det er således frit for at kombinere forskellige fabrikater. På basis af teoretisk forventede driftsdata, er der opstillet en model af systemet.

En veltilrettelagt afprøvning i såvel tids-, som frekvensdomænet giver herefter mulighed for en nøjagtigere modelformulering. På basis af denne model kan forskellige reguleringsprincipper afprøves uden anden omkostning end arbejdstid. Endvidere viser det sig at denne fremgangsmåde er væsentlig hurtigere end omfattende laboratorieforsøg. Det eneste krav er, at modellen skal være rimelig nøjagtig og tage hensyn til de forskellige ulineariteter.

Anvendeligt udstyr til verifikation er erfaringsmæssigt:

- En referencekilde, f.eks. en pc eller en plc
- Et storage oscilloskop med hukommelse til verifikation af dynamiske tilstande (trin response mv.).
- PC-indstikskort el. lign. med A/D konvertering (min. 12 bit) med tilhørende software til præsentation, indstilling m.v. (fordelen herved er bl.a. muligheden for direkte sammenligning mellem model-data og måle-data).

Enkeltstående anlæg

Her er tale om anlæg, hvor reguleringssløjfen skal leve op til nogle opstillede behov uden at der skal iværksættes særlige foranstaltninger for at skaffe tilstrækkelig stabilitet.

Ved projekteringen har man således mulighed for at gå to veje. Enten at etablere en lineær model og gennemføre beregningerne med så tilpas sikkerhedsmargin, at forventningerne selv i værste tilfælde indfries, hvilket naturligvis kan lede til overdimensionering; eller at etablere en stor ulineær model og behandle den numerisk i en datamaskine. Denne sidste metode vil især være tiltrækkende for personer med erfaring indenfor servohydraulik. På udstyrssiden vil man som regel kunne klare sig med et storage oscilloskop, eller en PC med indstikskort.

Serieproducerede systemer

Disse anlæg er kendte, og deres funktion, og ydeevne er fastlagt. Ved ibrugtagning/indkøring handler det således primært om at få regulatoren og anden elektronik indstillet i.h.t. en allerede fastlagt procedure. I forbindelse med denne type anlæg kan det være fordelagtigt at etablere prøvningsmuligheder for servosystemets elementer, så komponentafhængige fejl kan undgås. Her tænkes især på servoventilen, hvor parametre som trykforstærkning, flowforstærkning omkring mulpunkt, og lækage kan være temlig forskellige fra ventil til ventil.

Ved den egentlige afprøvning er det vigtigt at følge en systematisk plan, og gennemføre nøjagtige målinger så man ved en reservedels leverance har mulighed for at levere forudindstillede kort.

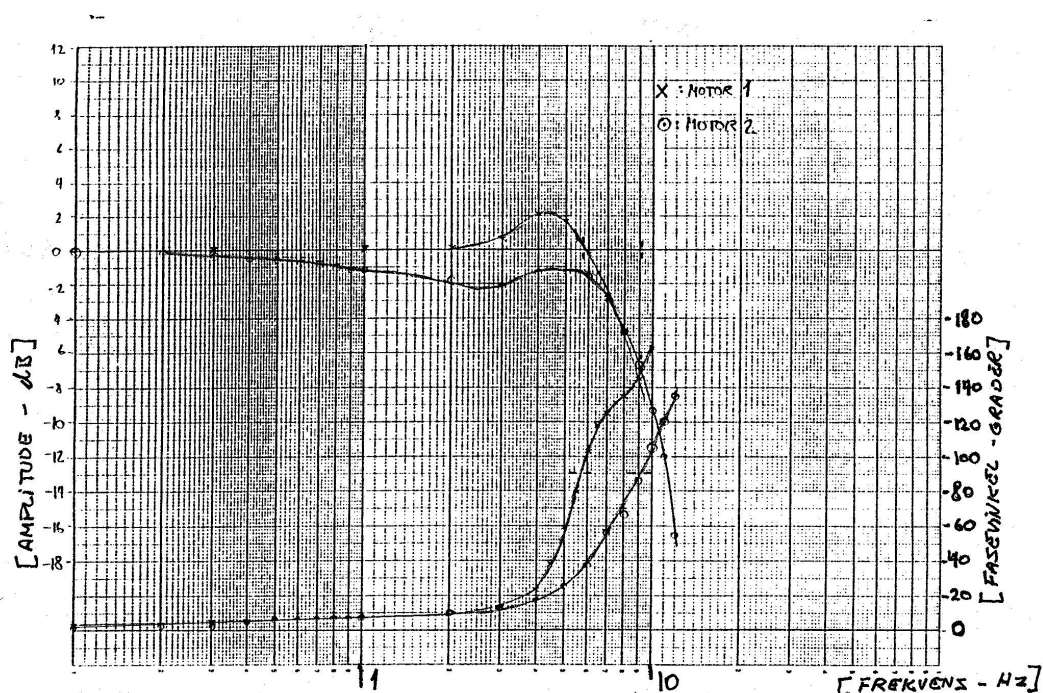
De dynamiske målinger kan, udover overvågning af driftstilstanden, være f.eks. step-, eller rampeinput som registreres med f.eks. et storage oscilloskop.

Et praktisk eksempel

Eksemplet er en motor, som er undersøgt i såvel tids-, som frekvensdomænet. Motoren er belastet med en stor inertilast og skal anvendes i en positionssløjfe.

Målingerne er udført som et led i en prototype test; og havde til formål at understøtte en modelopstilling for det konkrete system. Den del af overføringsfunktionen der ønskedes undersøgt var således forholdet mellem indgangsspændingen til servoventilen og motorens omdrejningstal, idet der på forhånd forventedes en 2.-ordens underdæmpet funktion.

I figur 23 ses resultatet af åbensløjfe frekvensanalysen, som målt ved en indgangsamplitudevariation på $\pm 20\%$.



Figur 23. Åbensløjfe frekvensresponse for to 'ens' motorer med samme belastning.

Frekvensresponset er målt to gange, idet der er gjort forsøg med to forskellige motorer. Disse to motorer har samme fortrængning, men som det fremgår er det også alt de har til fælles. Det ses, at amplitude-toppen (**motor1**) på 2,0 dB falder ved en fasevinkel på -40° , og ikke ved -90° , som man skulle forvente af et 2.-ordens system.

Årsagen hertil skal søges i de forskellige ulineariteter som optræder i motoren, bl.a. friktionen og forskellen i internt dødvolume i motoren..

Som tilnærmelse kan man imidlertid tillade sig at sætte $\omega_n = \omega$ ved amplitude-toppen, hvorfor det gælder at

$$A \text{ dB} = 20 \log\left(\frac{1}{2\zeta}\right)$$

og med $A = 2,0 \text{ dB}$ findes

$$\zeta = 0,4$$

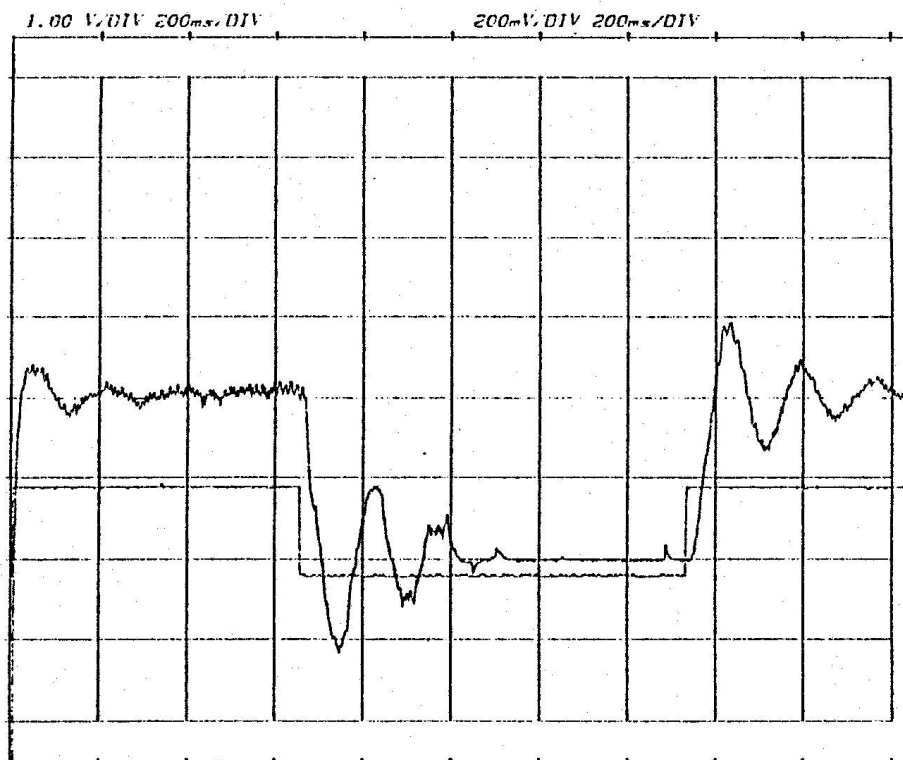
ω_n findes, ved $\phi = -90^\circ$, til 6 Hz, hvorefter den samlede lineariserede overføringsfunktion for $\pm 20\%$ amplitude kan opstilles.

Imidlertid skal motoren indgå i en positionssløjfe, og der vil derfor optræde alle størrelser af indgangsamplituder. For at undersøge hvorledes systemet opfører sig i et større spekter, af indgangsamplituder, udsættes motoren for en åbensløjfe step-response undersøgelse. For imidlertid at få resultater med både åben og lukket ventil blev undersøgelsen gennemført ved at lade amplituden gå fra nul til 10 - 20 - 50% og til nul igen.

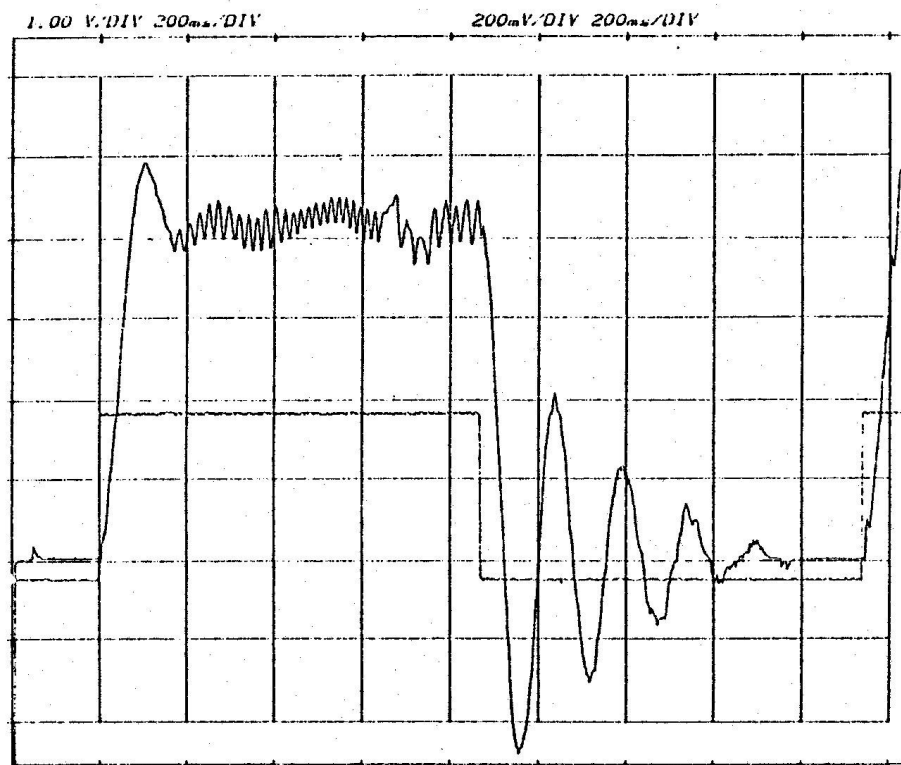
I figur 24 ses responset på 10% til nul og op på 10% igen.

I figur 25 ses responset på nul til 20% og ned på nul igen.

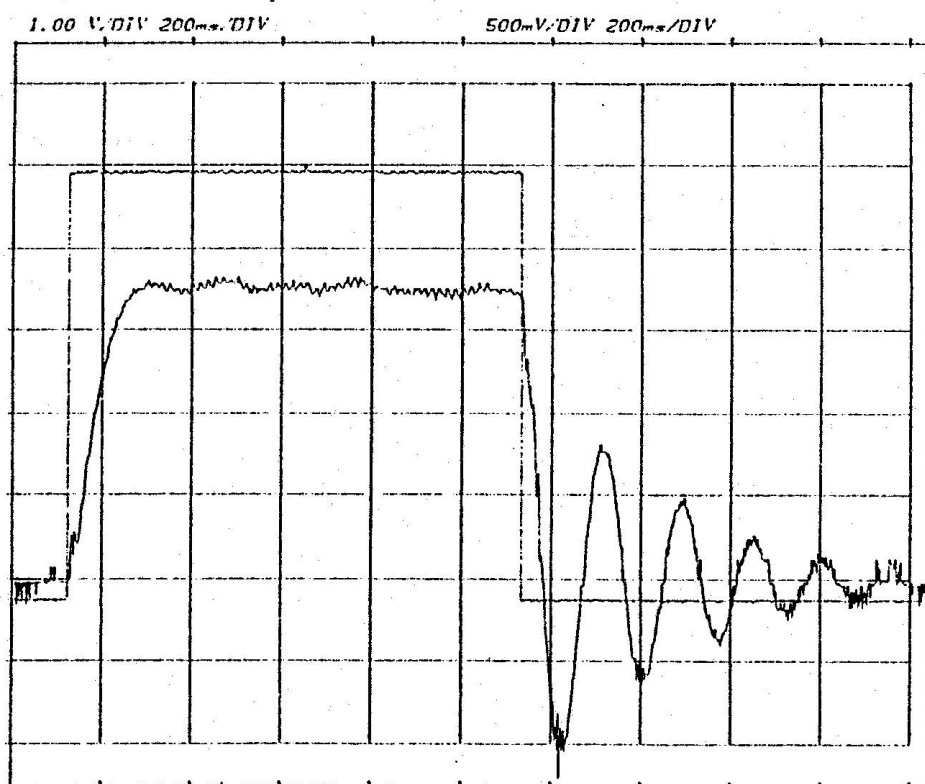
I figur 26 ses responset på nul til 50% og ned på nul igen.



Figur 24.



Figur 25.



Figur 26.

Af disse tre kurver lader såvel egenfrekvens, som dæmpning sig beregne.

ω_n fremgår tydeligt af omdrejningstals-svingningerne, og bekræfter frekvensanalysens 6 Hz.

Dæmpningen beregnes lettest ved at sammenholde størrelsen af første oversving og første undersving, idet det gælder at:

$$\zeta = \sqrt{\frac{y^2}{y^2 + \pi^2}}$$

Hvor

$$y = \ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right)$$

idet x_1 er størrelsen af det første oversving og x_2 er størrelsen af første undersving. Dæmpnings variationerne kan nu beregnes som angivet i nedenstående skema.

Amplitude	Ventil åbner	Ventil lukker
10 %	0,085	0,081
20 %	0,29	0,076
50 %	-	0,088

Altså en meget kraftig variation med et tydeligt minimum ved ventillukning. En lineariseret analyse vil derfor nødvendigvis kræve anvendelse af disse lave tal, når regulatorens overføringsfunktion skal opstilles, såfremt regulatoren har konstante koeficienter.

Kompensation

Hvis et hydraulisk servosystem udviser ringe stabilitet ved en ønsket forstærkning, kan man på forskellig vis lave indgreb i sløjfen, hvorved systemets dæmpning øges.

Den simpleste ændring er at kortslutte aktuatoren to porte med en blende eller findrøvling, se figur 27. Herved øges dæmpningen, hvilket kan muliggøre en højere forstærkning. Imidlertid får den forøgede lækage indflydelse på positioneringsnøjagtigheden, alt efter arten af belastning. Dette forhold skyldes, at den øgede lækage forringer systemets trykforstærkning.

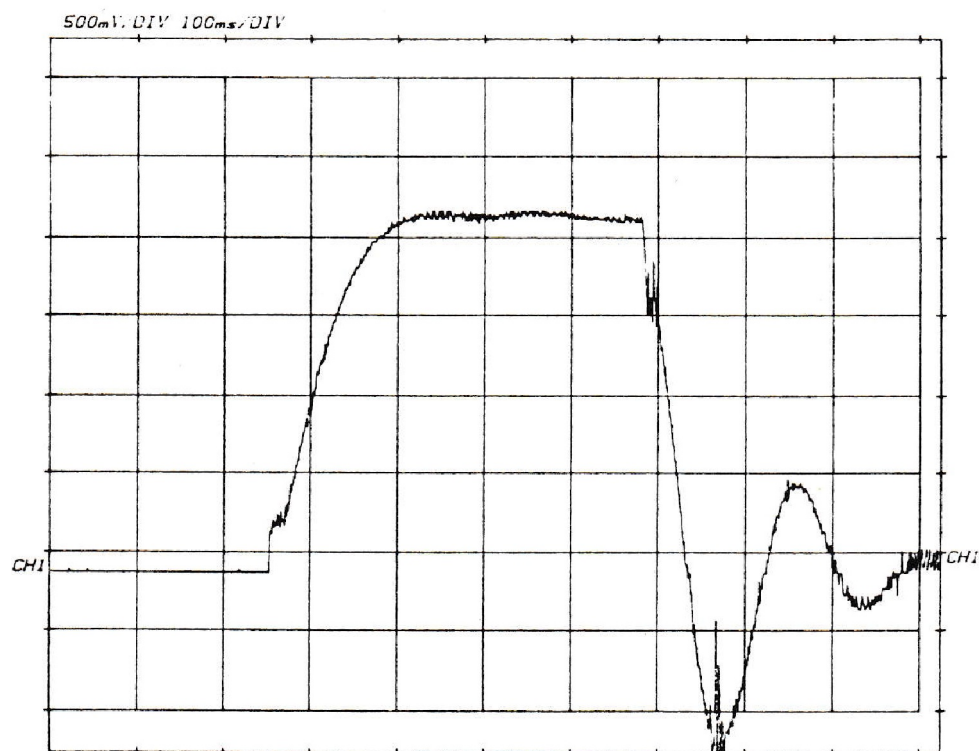
En anden og mere sikker kompensationsform, er tryk-tilbagekobling, idet den dynamiske del af differenstrykket over aktuatoren er direkte afledt af cylinderens acceleration (efter Newtons 2. lov). En differenstryktransducer måler den dynamiske trykforskel i aktuatorens kamre. Signalet højpass-filtreres og ledes ind i sløjfens forstærker, så det reducerer udgangssignalet. Herved kan resonanssvingninger dæmpes uhyre effektivt, se figur 28. Overføringsfunktionen for det kompenserede 2'ordens system får formen

$$F(s) = \frac{K_v}{\frac{1}{\omega^2} s^2 + \left(\frac{2\zeta}{\omega} + K_p K_v\right) s + 1}$$

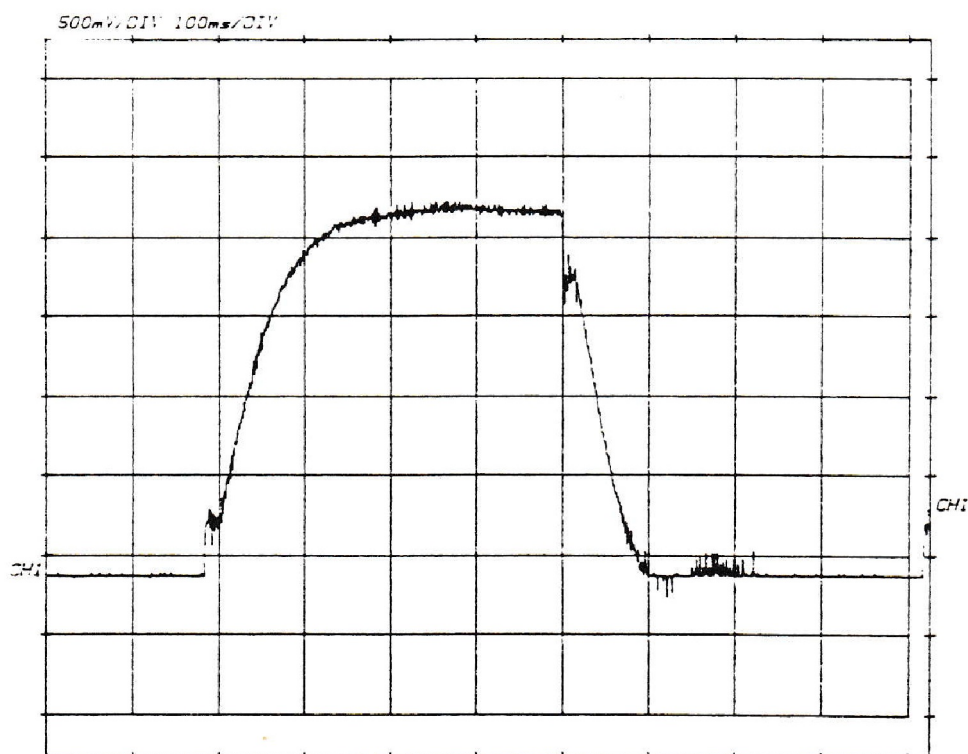
og den nye dæmpning bliver

$$\zeta^* = \zeta + \frac{\omega K_v K_p}{2}$$

Man bemærker at accelerations- og bremsetiden er lidt længere, men til gengæld foregår det helt uden oversving.



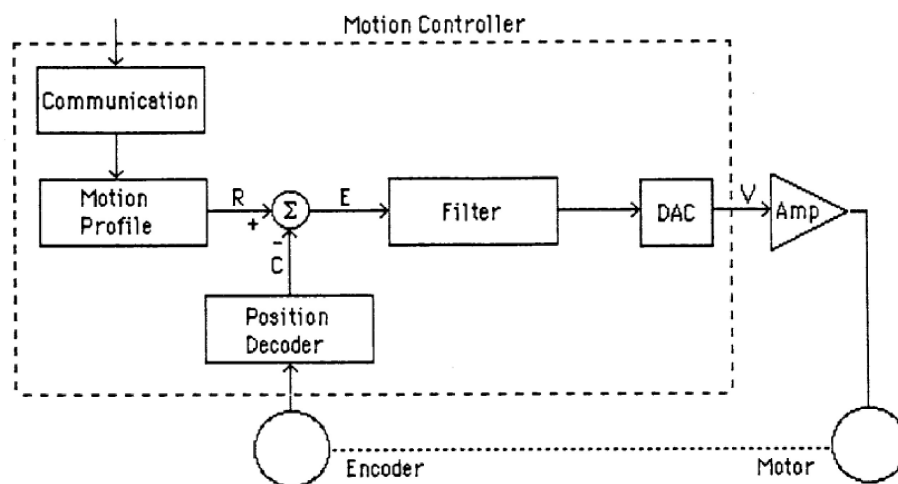
Figur 27 Dæmpningen er forøget til 0,2 med en blende over portene.



Figur 28 Dæmpningen er optimal efter brug af Δp tilbagekobling.

Faseskabende netværk

En anden knap så udbredt metode til dæmpning er rene elektroniske kompensatorer. Disse kaldes også for faseskabende netværk, men de er sjældent anvendelige til hydrauliske systemer på grund af den ringe dæmpning, idet disse faseskabende netværk som oftest betjener sig af differentiation. Er målesystemerne således analoge, vil differentiationen føre til en forstærkning af den støj der uvægerligt opstår ved en sådan differentiation. Er regulator og målesystem af en digital art, kan man imidlertid med fordel anvende denne type kompensation.



Figur 29 Digital motor reguleringssløjfe

Hvis vi betragter den elektriske motorregulering i figur 29, er regulatorens overføringsfunktion

$$V = E \cdot D(z)$$

Hvor:

V er controllerens output

E er reguleringsfejlen

D(z) er reguleringsalgoritmen, definet som:

$$D(z) = K_p \cdot \frac{Z - a}{Z - b}$$

Hvor:

K_p er controllerens proportionalforstærkning

a & b Er filterets koeficienter

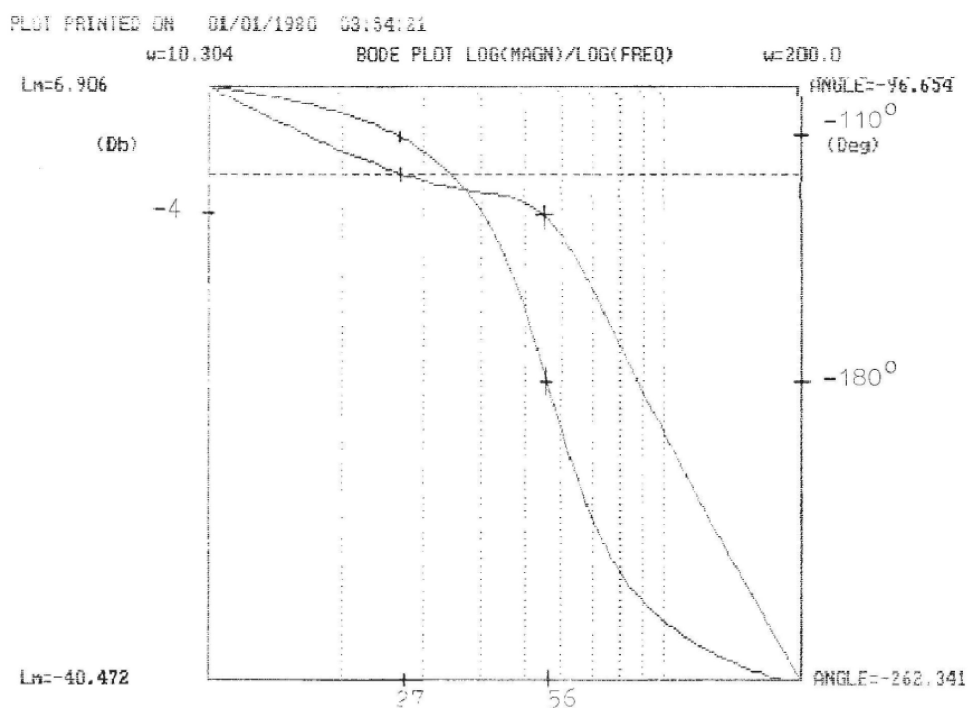
Z er den diskrete operator, svarende til s operatoren i kontinuerte systemer.

T er sample intervallet, og fremgår implicit i Z operatoren.

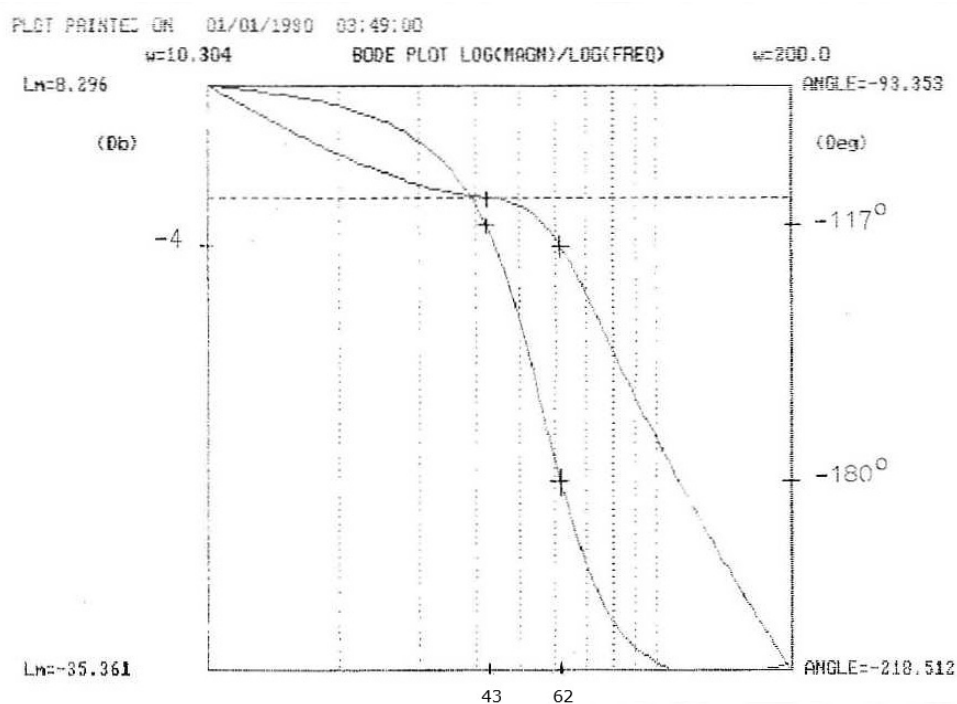
Fordi styresystemet er digitalt indtil DAC'en, og fordi feedback-enheden er en 4-kvadratur encoder, er der ingen særlig støj til stede. En perfekt situation for D(z)-filterets ledningskapacitet.

I figur 30 er vist bode plottet for et ukompenseret system. Bemærk at krydsfrekvensen er 27 rad/sec.

På figur 31 er plottet responset for det kompenseret system. Krydsfrekvensen er nu 43 rad/sec!



Figur 30 Detr ukompenseret system



Figur 31 Det lead kompenseret system