

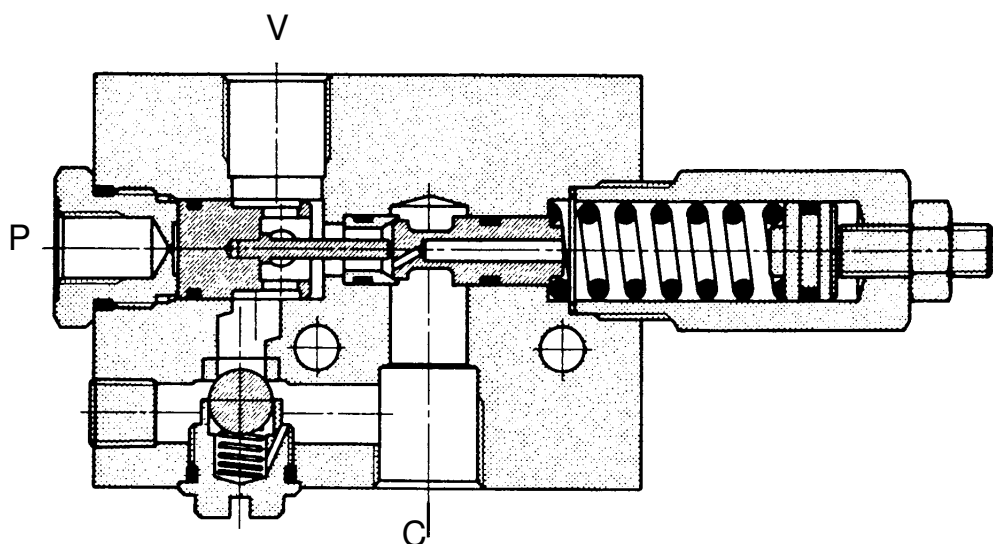
Bremseventiler - hvor skal blenden sidde

Af Peter Windfeld Rasmussen

Bremseventiler anvendes i hydrauliske systemer -som navnet siger- til at bremse og fastholde byrder. Desuden er det med bremseventilen muligt at dæmpe byrdens acceleration og afbremsning. Artikkelen beskriver hvorledes dette realiseres, og der anvises en beregningsform. Endelig vises metodernes duelighed med et praktisk eksempel.

Ventilen

Et eksempel på en typisk bremseventil er vist i figur 1. Ventilen har fri gennemstrømning i den ene retning, og kontrolleret gennemstrømning i den anden. Volumenstrømmen gennem ventilen bestemmes af trykket i C-porten, og pilottrykket i P-porten. Falder trykket i P-porten vil fjederen lukke ventilen mod trykket i C-porten.



Figur 1. Almindeligt forekommende bremseventil.

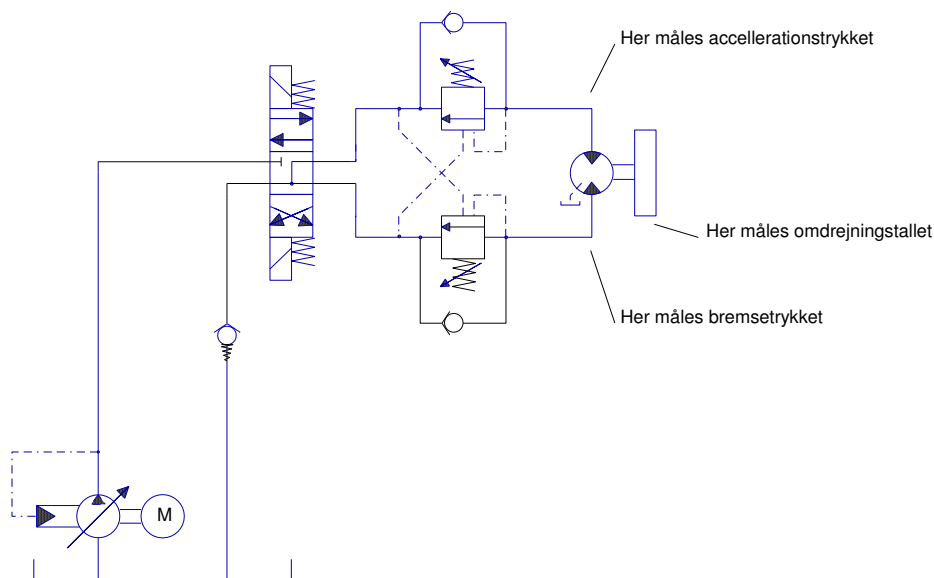
Da der imidlertid er forskel på ventilgliderens sædeareal, og boringens diameter op mod fjederen, vil et tryk i C-porten være tilstrækkeligt til at åbne ventilen, når kraftballancen er tilstede. Ventilen virker således også begrænsende overfor lastgenererede trykspidser. Fjederens forspænding indstilles oftest, så trykket i C-porten skal stige 30% over det normalt forekommende arbejdstryk, før kraftballancen indtræder. Herved sikres ventilens statiske tæthed. Pilotstemplet i P-porten kan have forskelligt areal. Oftest taler man om ventilens arealforhold, d.v.s. det forhold der vil herske mellem ventilens indstillingstryk (fjederens forspænding) og det tryk der skal til for at åbne ventilen med et tryk i P-porten.

Typiske arealforhold er 1:10 eller 1:3. Har ventilen således et åbningsforhold på 1:10 og er trykindstillingen 250 bar, så skal der et tryk på 25 bar til at åbne ventilen, når der intet tryk er i C-porten. Er der derimod et tryk på 150 bar i C-porten, vil det nødvendige pilottryk være $(250-150)/10=10$ bar.

Valget af pilotforhold afhænger af den konkrete opgave. Som oftest vælges 1:10 ud fra et ønske om en høj virkningsgrad, men har systemet en lav egenfrekvens (f.eks. en cylinder med lang slaglængde og stor masselast), kan det være nødvendigt at anvende forholdet 1:3.

Systemet

I figur 2 er vist et diagram eksempel for et typisk system, og det ses, at der til at styre motoren er anvendt en on-off magnetventil med aktuatorportene åbne til tank i midterstilling.



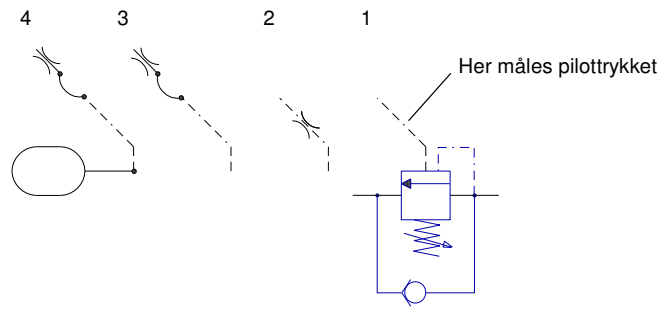
Figur 2. Hydraulisk motor med tilkoblet inertimasse og bremseventiler.

For at holde på motoren under acceleration og afbremsning, er der indskudt to bremseventiler.

Endvidere er der i tankledningen placeret en forbelastet contraventil til sikring af et nødvendigt minimaltryk i systemet.

Da der anvendes en on-off magnetventil vil trykkene i systemet skifte meget pludseligt, og som følge heraf vil der forekomme trykstød. Det er derfor ønskeligt at ændre bremseventilens åbnings- og lukke-karakteristik.

Metoden går ud på at styre den måde pilottrykket i P-porten ændrer sig på. I figur 3 er vist 4 forskellige måder at udforme forbindelsen på.



Figur 3. Variation af dæmpningsforanstaltninger.

Nr. 1 har en direkte forbindelse uden tværsnitsformindskelse.

Nr. 2 har en blende placeret tæt på bremseventilen.

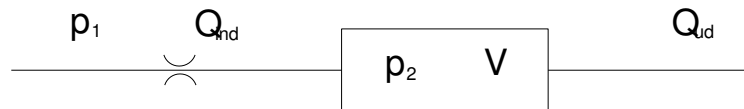
Nr. 3 har en slange med et volumen på ca 75 cm^3 indkoblet.

Nr. 4 er som 3, men med en volumenforøgelse på 350 cm^3

For at forstå relevansen i denne måde at kombinere blender og volumener på, gennemgås i det følgende kort den tilgrundliggende teori.

Et volumen under kompression

Systemet i figur 4 er en væskefyldt beholder, forbundet via en blende til et konstanttrykssystem. Et sådant system optræder i overcenterventilens pilotledning.



Figur 4

For at undersøge den tidsafhængige ændring i p_2 ved et spring i p_1 , søges overføringsfunktionen

$$F_{(s)} = \frac{p_2}{p_1} \quad (1)$$

Idet strømmingen i blenden anses for at være laminar, beskrives flowet over blenden som

$$Q_{ind} = K_q (p_1 - p_2) \quad (2)$$

Hvor

$$K_q = \frac{\pi r^4}{8 \eta l} \left[\frac{m^3/sec}{N/m^2} \right] \quad (3)$$

r er blendens radius i meter

η er oliens kinematiske viskositet i m^2/sec

l er blendens længde i meter

Da blendens åbningsareal er konstant, vil flowet variere som funktion af trykfaldet. Trykophbygningen i systemet bestemmes som

$$\dot{p}_2 = \frac{E}{V} (Q_{ind} - Q_{ud}) \quad (4)$$

Denne 1. ordens differentilligning løses ved Laplace transformation, idet begyndelsesbetingelserne sættes lig nul. Det giver

$$p_2 = \frac{E}{V} (Q_{ind} - Q_{ud}) \frac{1}{s} \quad (5)$$

Idet Q_{ud} sættes lig nul, og ligningerne (2) & (5) kombineres, fås

$$p_2 = \frac{E K_q}{V} (p_1 - p_2) \frac{1}{s} \quad (6)$$

Koefficienten $\frac{E K_q}{V}$ i (6) erstattes med $\frac{1}{\tau}$, hvorefter (6)

lader sig omskrive til

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1}{\tau s + 1} \quad (7)$$

Hvilket er en 1. ordens overføringsfunktion, med tidskonstanten

$$\tau = \frac{V}{E K_q} \quad (8)$$

Hvor :

K_q er blendens strømningskoefficient i $\frac{\text{m}^3/\text{sec}}{\text{N}/\text{m}^2}$

V er volumenet under kompression i m^3

E er oliens kompressionsmodul i N/m^2 (typisk værdi $1,2 \cdot 10^9 \text{ N}/\text{m}^2$)

Sker der således et spring i p_1 på 100 bar, vil p_2 have nået 63 bar (63%) når der er forløbet en tid svarende til tidskonstanten, og 99 bar til en tid svarende til 5 gange tidskonstanten.

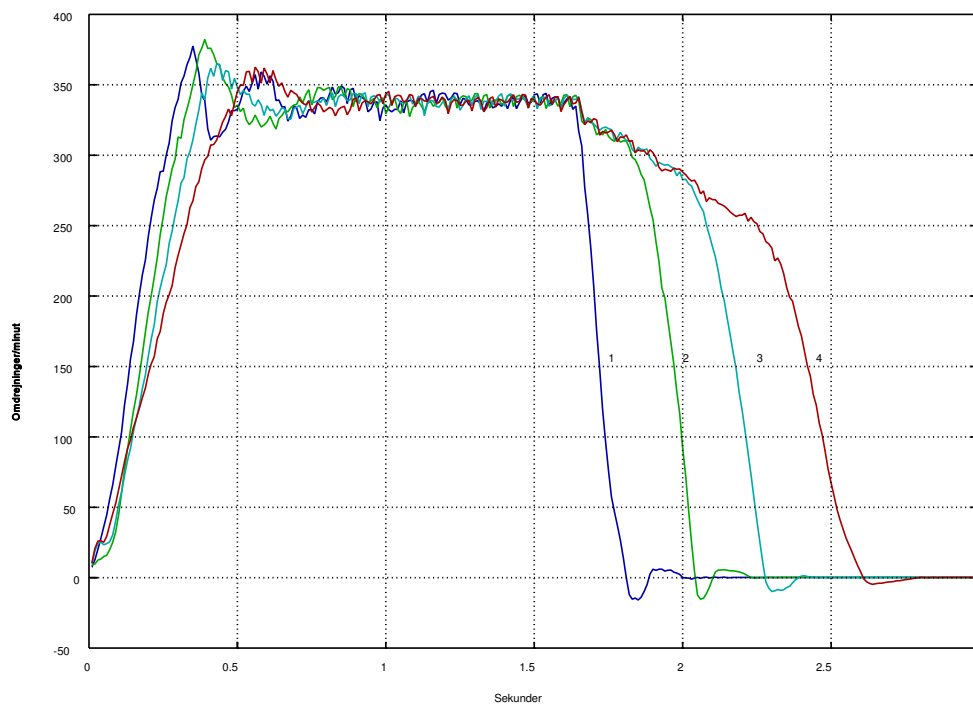
På basis heraf kan der nu foretages et overslag over den fornødne komponentstørrelse til opnåelse af en ønsket tidskonstant. Det skal dog pointeres, at man ved valg af blender med en diameter på 0,3 mm og mindre kan komme i alvorlige vanskeligheder på grund af hyppige tilsmudsninger. I sådanne tilfælde må man hellere seriekoble to blender eller øge volumenet.

Praktiske resultater

For at illustrere virkningen af de de foranstaltninger som figur 3 beskriver, er i det følgende vist en række plot som karakteriserer virkningen af de forskellige kombinationer af blender og volumener.

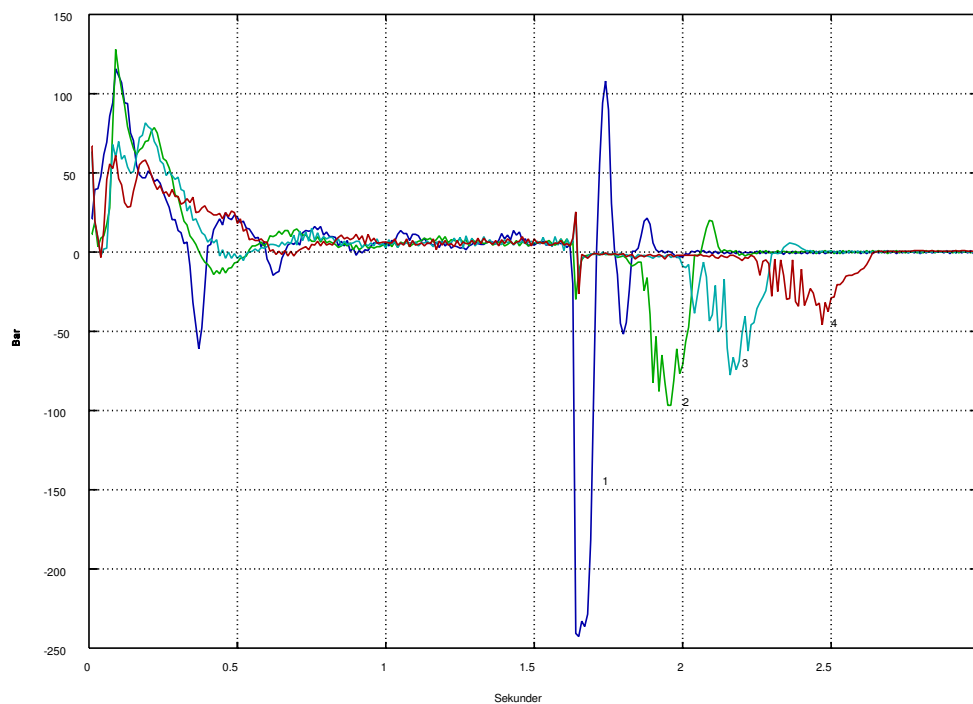
I alle tilfældene er blendens tværsnit holdt konstant og ens, hvorved det er muligt også at vurdere volumenforandringernes indflydelse.

Alle kurverne er markeret med numre svarende til figur 3.



Figur 5. Variationen i acceleration og afbremning ved forskellige tidskonstanter i pilotledningen.

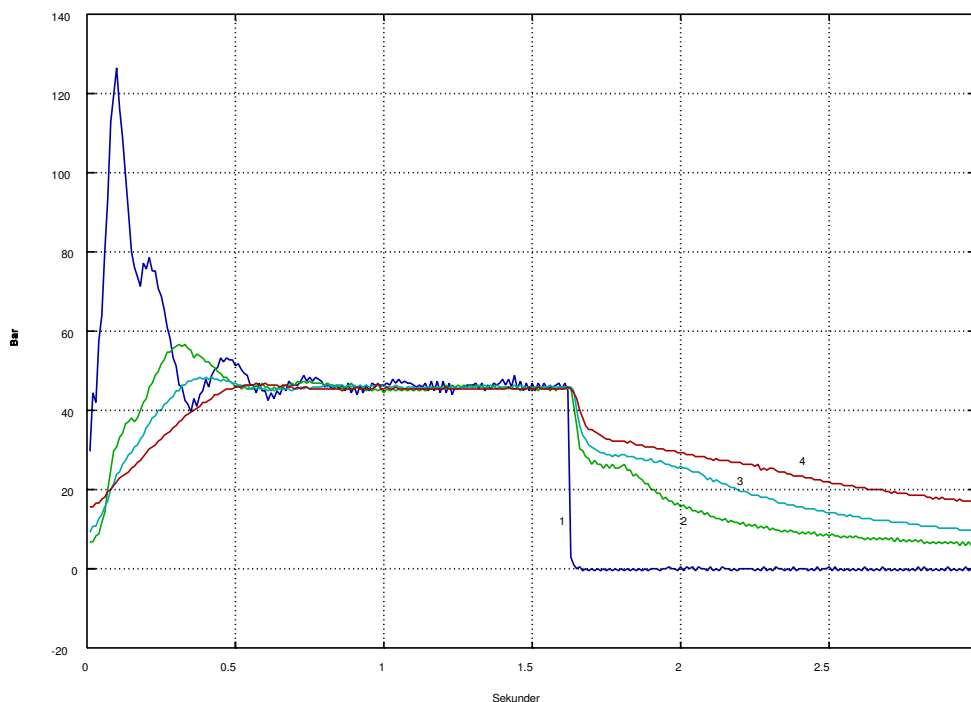
I figur 5 ses det tydeligt hvordan især den kritiske bremsefase kan kontrolleres så oversving i positioneringen kan forhindres. At ikke kun omdrejningstallet bliver influeret fremgår af figur 6, som viser trykfaldet over motoren.



Figur 6. Variation i trykfald over motoren ved forskellige tidskonstanter.

Man bemærker især, at det høje bremsetryk på 250 bar i kurve 1, bliver reduceret til 100 bar blot ved montering af blenden som kurve 2 viser. Yderligere reduktion er imidlertid også mulig, som det fremgår af kurve 3 & 4.

Årsagen til den kontrollerede acceleration og afbremsning fremgår af figur 7. Her ses udviklingen i pilottrykket ved de forskellige kombinationer af blender og voluminer.



Figur 7. Variation i pilottrykket ved forskellige tidskonstanter i pilotledningen.

Også af denne figur fremgår det, at allerede blenden giver en kraftig ændring af systemets dynamik, men igen ses det at yderligere forbedringer kan opnåes ved en øgning af volumenet.

Konklusion

Kontrol af acceleration og afbremsning af hydrauliske aktuatorer som er enertibestemte, er vanskelig at gennemføre med almindeligt forekommende on-off ventiler. Derfor anvendes ofte proportionalventiler til at opnå den ønskede effekt.

Imidlertid er det i denne artikel påvist, at man med en kombination af hydraulisk styrede ventiler kan opnå en tilsvarende effekt.

Naturligvis opnår man ikke proportionalventilens egenskaber hvad angår trinløs variabel hastighedsregulering, men i mange sammenhænge er dette kun en sekundær ting i forhold til ønsket om kontrolleret acceleration og afbremsning.