

# Stop cylinderen rigtigt i endestillingen

Af Peter Windfeld Rasmussen

I nogle applikationer skal en cylinder køres helt i bund ved høj hastighed. For at afbøde det mekaniske chok kan alle cylinderleverandører levere cylindre med indbyggede endestillingsbremsere, men virker de tilfredsstillende i alle tilfælde ?

## To formål

Bremserne installeres som oftest med to forskellige formål. Som nødbremse eller som driftsbremse. I tilfældet nødbremse gælder det først og fremmest om at sikre cylinderen og den tilhørende mekaniske konstruktion mod overlast. I sådanne tilfælde er hastighedsprofilen af mindre betydning, Det handler kun om at kunne omsætte en vis energimængde.

Som driftsbremse er det imidlertid andre forhold der gør sig gældende. Her gælder det om at omsætte den samme, eller næsten samme energimængde hver eneste gang cylinderen kører i bund. Desuden skal bremseforløbet som hovedregel følge en bestemt profil. For at cylinderens dele ikke skal lide overlast må trykket i bremsen ikke overstige visse grænser såfremt en bestemt levetid skal opretholdes.

En almindelig differential cylinder har som bekendt to kamre eller sider, og bremserne på hver side bliver meget forskellige i udformningen på grund af stempelstangen. Som hovedregel kan bremsen på stempelstangssiden optage en væsentlig mindre energimængde end den på stort areal kan. Dette skyldes ikke mindst den forstærkning af drivtrykket fra det store areal som finder sted.

## Bremse på stort areal

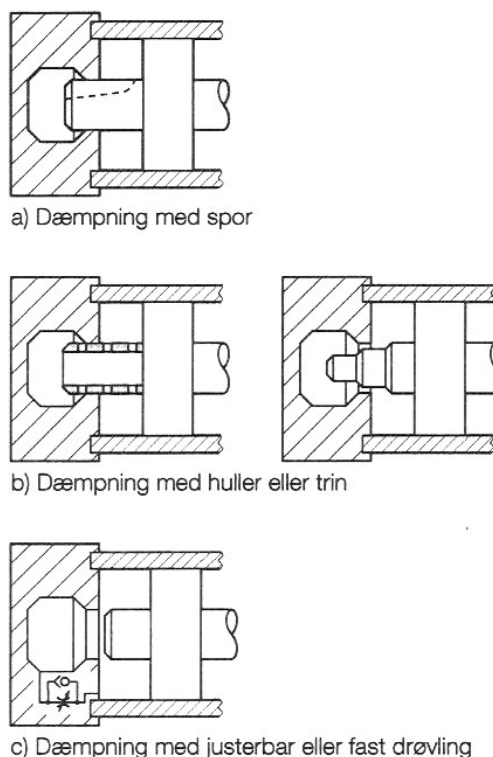
En række forskellige udformninger af bremsen kan vælges når bremsen skal designes. Figur 1 viser fire forskellige metoder.

**Figur 1** Forskellige udformninger af bremsen på cylinderens store areal

**Type a)** anvendes når der ønskes den bedste form for kontrol over bremseforløbet. Moderne numeriske maskiner muliggør en udformning af sporet som kan give et unikt bremseforløb. Ønsker man ikke at fremstille et egentligt spor, kan man i stedet fræse en skrå flade på siden af pinden.

Forudsætningen for at bremsen fungere optimalt er, at den cirkulære spalte rundt om ”pinden” er minimal i forhold til det areal der er i sporet, ellers bliver spaltestrømningen her alt for stor. Især ved større cylindre, og på ringsiden, bliver dette et problem.

Manglende centrerung af stemplet som følge af tætningsslid kan få en for tæt pasning til at slides mekanisk, hvorved spaltelækagen øges til det uacceptable.



En måde at reducere problemet på er at indsætte en svømmende ring i cylinderens endebund (pos 2 på figur 4). Denne ring vil være selvcentrerende når pinden kører ind. Ringen er ligeledes udformet på en sådan måde, at den virker som en kontraventil og tillader frit flow ind i cylinderen når stemplet kører ud af bremsen.

Forudsættes at der er en fuldt udviklet turbulent strømning i sporet kan volumenstrømmen beregnes efter Bernoullis strømningsligning

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (1)$$

Hvor

- $C_d$  er afstrømningskoefficienten for den blendeform der er valgt. Jo kortere og mere skarp-kantet blende er, desto lavere værdi. For det bedste tilfælde er værdien 0,6 men er der f.eks. igen fridrejning i cylinderens endebund vil blenden få karakter af et rør efterhånden som stempelet bevæger sig mod endestillingen, og koefficienten vil få en værdi der gradvis går mod 1,5.
- $A$  er tværsnitsarealet af sporet på det aktuelle position
- $\rho$  er oliens massefylde
- $\Delta p$  er trykfaldet over bremsen

**Type b)** er varianter af a) og i versionen med hullerne er det muligt at opnå et særdeles nøjagtig afbremsningsforløb. Holdes rør væggen relativ tynd, bliver volumenstrømmen igennem hvert hul turbulent, og derfor aldeles uafhængig af temperatur. Denne udformning kan med fordel anvendes ved lange bremselængder. Dog gælder også for denne bremse at spalten skal holdes på et minimum. Anvendes i stedet varianten med trin får man en bremse der er nem og billig at producere. Her er det både spalten mellem pind og hul, og indløbstrykfaldet i spalten der giver bremsetrykket. Foretages der en fridrejning i endebunden så kan det laminare trykfaldsbidrag holdes nede, og temperaturafhængigheden reduceres.

Bruges den rene trappe neddrejning som bremse kan volumenstrømmen findes som

$$Q_{\text{lam}} = \frac{\Delta p b h^3}{12 \eta l} \left(1 + 1,5 \left(\frac{e}{h}\right)^3\right) + h b \frac{v}{2} \quad (2)$$

Hvor

- $\Delta p$  er trykfaldet over bremsen
- $b$  er spaltens bredde (middelomkredsen af pind og hul)
- $h$  er spaltehøjden, eller den halve diameterforskel
- $\eta$  er den dynamiske viskositet
- $l$  er spaltelængden
- $e$  er den eventuelle excentricitet mellem pind og hul
- $V$  er stempelets hastighed

Den første del af udtrykket er det rene spaltetrykfald. Bemærk at excentriciteten kan forringe virkningen af bremsen med op til en faktor 1,5. Den anden del af udtrykket anvendes når cylinderen kører ind i bremsen med tilstrækkelig høj fart, idet pinden i så fald vil transportere en vis oliestrøm ind i spalten. Bremsen må alene af den grund forlænges tilsvarende.

Diameter springene på pinden vil som oftest være meget små, typisk 0,1- 0,2 mm, hvorfor ændringen i oliens middelhastighed fra trin til trin vil være relativ beskedent. Er endebunden ikke udformet

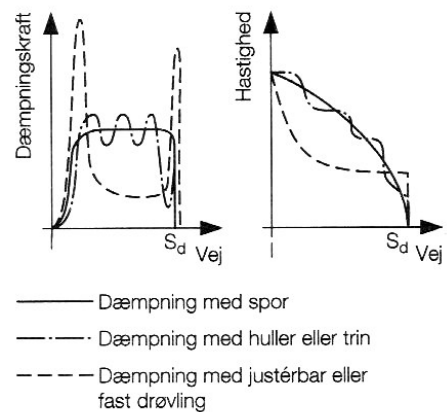
med en fridrejning, vil spalterne komme til at ligge i forlængelse af hinanden og viskositets afhængigheden tiltager yderligere.

**Type c)** er en ofte forekommende form for endestillingsbremse. Ved mindre masse, og lavere hastigheder kan den give et nogenlunde resultat. Princippet er at pinden lukker så godt som helt af for gennemstrømningen. Herved oparbejdes et højt bremsetryk i cylinderen og en kraftig deceleration bliver resultatet. For at reducere trykstødet, og for at cylinderen overhovedet kan komme i bund, er bremsen forsynet med en by-pass drøvleventil (pos. 3 på figur 4). Denne kan så åbnes så meget at en acceptabel resthastighed opnås efter bremsningen.

Volumenstrømmen gennem by-pass ventilen bestemmes efter ligning 1.

### Tryk og hastighedsforløb

I figur 2 er vist nogle idealiserede kurver for forløbet af kraft og hastighed med de ovennævnte udformninger af bremserne. Som nævnt er der kun en akademisk forskel på bremsere med spor, og veludformede huller eller trin. Til gengæld fremgår det også hvilken begrænset glæde man kan have af bremsen med by-pass drøvling.



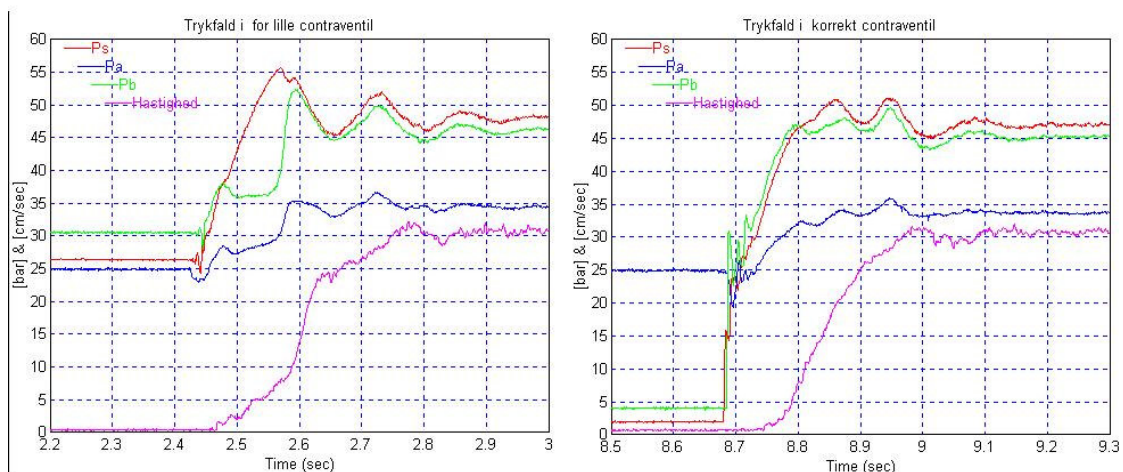
**Figur 2** Dæmpningskraft og hastighedsforløb i bremsen

Hastighedsforløbet bliver meget ulineært, og der forekommer en yderligere bremsekraft når stemplet går i bund.

Korrekt udformning af type a & b giver mulighed for at forhindre at cylinderen overhovedet kan komme helt i bund, såfremt pasningen mellem pind og hul holdes lav.

### Frit flow kontraventilen

Når cylinderen skal køre fri af bremsen, så vil kraften være reduceret fordi tilgangstrykket ikke kommer i kontakt med hele cylinderens endeflade. Der må derfor indføres en kontraventil der tillader frit flow ind i cylinderen, se figur 1c. De kontraventiler der som standard indbygges af cylinderleverandøren er imidlertid ofte så små at kun begrænsede volumenstrømme er mulige. Resultatet kan være et meget dårligt accelerationsforløb ud af bremsen. Figur 3 viser et før og efter eksempel for en konkret cylinder der starter fra yderstilling.



**Figur 3** Cylindertryk og accelerationsforløb med to forskellige størrelser contraventiler.  $P_s$  er pumpetrykket,  $P_a$  trykket på det store areal målt inde i cylinderen,  $P_b$  er trykket på ringarealet målt inde i cylinderen.

### Bremse på ringarealet

På ringsiden er det på grund af stempelstangen begrænset hvad man kan gøre for at optimere bremsen. Selve bremseelementet er en ring der placeres udenpå stempelstangen ovenover stemplet (pos.4 på figur 4). Ringen svømmer let på stangen, for at centrere i forhold til cylinderens endebund. Bøsningen udformes enten så en gradvis lukning opnås (type a), med trin som type b, eller bøsningen lukker helt for hullet, og der er så tale om en type c.

Da arealet på cylinderens ringside som oftest kun er 70 % eller mindre af det store areal, så bliver bremsearealet yderligere formindsket fordi bremsebøsningen ofte er ca. 10 mm større i diameter end stempelstangen.

Trykket i cylinderen bliver, når ringen er kørt ind i endebunden

$$p = p_{\text{trykfald}} + \frac{A_a}{A_b} p_a \quad (3)$$

Hvor

$P_{\text{trykfald}}$  er trykket skabt af cylinderens bevægelse og det resulterende trykfald over blende og, eller spalten

$A_a$  er cylinderens store areal

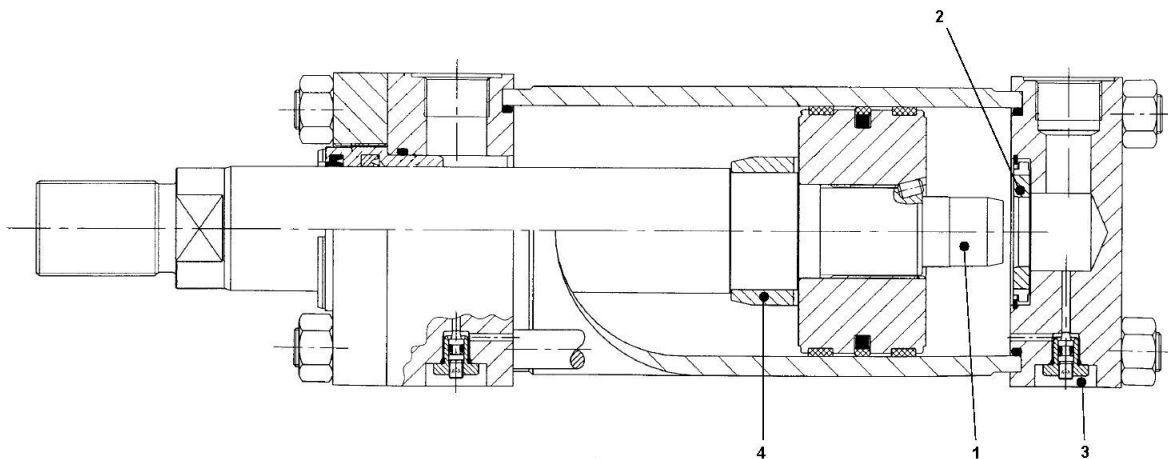
$A_b$  er ringarealet mellem boring og bremsebøsning

$P_a$  er trykket på det store areal

Også i denne ende er der brug for en frit flow kontraventil. Denne udgøres af selve bremsebøsningen, idet den udformes på en sådan måde at olien kan løbe nedenunder denne og frit ind i cylinderen. Det er imidlertid vanskeligt at få et tilstrækkelig stor areal hvis cylinderens skal accelerere hurtigt ud af bremsen. Der må i så fald anvendes separate ventiler som i den modsatte ende.

## Et eksempel fra hverdagen

I en stagboltcylinder med boring  $\text{\O}127$ , stang  $\text{\O}65$  og et slag på 420 mm er på ringsiden placeret en bremsebøsning med en samlet længde på 18 mm. Cylinderens belastning er primært masselast, som med udad kørende stempelstang er ca. 6 Ton. Figur 4 viser cylinderens opbygning og de indbyggede bremses. Den meget korte bremselængde skyldes tidsnød, idet cylinderen er på hårdt arbejde. Den udnyttes til formtransport og slår et dobbeltslag hvert 10'ende sekund. Cylinderen har som standard en bremselængde på 26 mm, men denne er altså kortet ned til 18 mm. Herfra går opløbet på bøsningen som skal sikre at bøsningen kommer korrekt ind i endebunden. Desværre viste standardudformningen en for ringe bremseevne, og et kraftigt mekanisk stød var

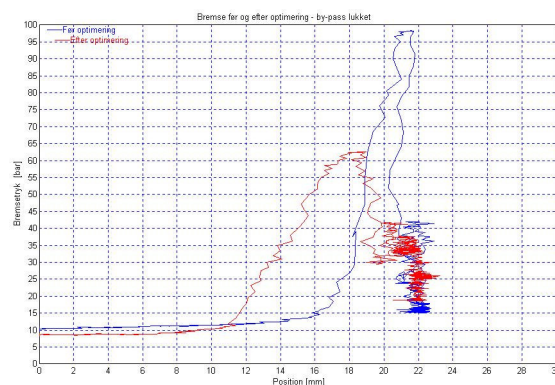


resultatet ved hver bevægelse.

**Figur 4** Stagbolt cylinder med indbyggede bremses

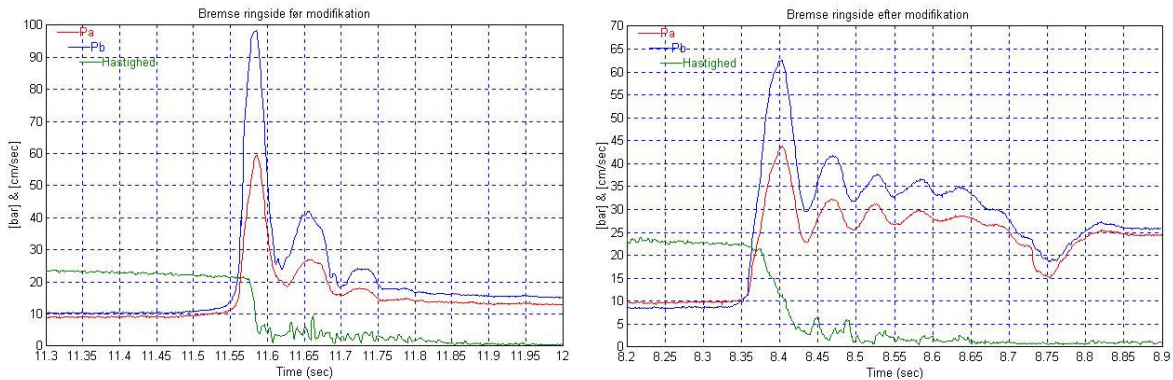
Ved at lave en simuleringsmodel af cylinderens bevægelse ind i bremsen hvor trykket på det ring-arealet regnes for inkompressibelt, og hvor volumenstrømmen over udstrømningsarealet blev beregnet efter ligning 1, var det muligt at beregne en ny og bedre geometri for bremsen. Ændringen bestod udelukkende i en optimering af udstømningsarealets fordeling over bremsebøsningens fulde længde.

Figur 5 viser sammenhængen mellem cylinderens position og trykket i bremsekammeret, og figur 6 viser hvordan trykkene og frem for alt hastighedsforløbet så ud før og efter optimeringen. Som det



**Figur 5** Bremsetryk som funktion af position før og efter optimering

fremgår blev bremselængden ændret fra position 17 mm til position 11 mm, eller en gevinst på 6 mm. Trykstødet gik fra knap 100 bar til knap 65 bar. Alt i alt en succes.



**Figur 6** Bremsetryk og hastighed som funktion af tid, før og efter optimering

## Vil du vide mere

Vil du vide mere om arbejdet eller modellerne, så skriv til [peter.rasmussen@disagroup.com](mailto:peter.rasmussen@disagroup.com)

## Litteratur

1. P.J. Chapple : Using simulation techniques in the design of actuator cushion. Drives and control conference, Telford UK, March 1999
2. T.Lie m.fl. : Actuator cushion performance. Simulation and test results. Bath workshop on power transmission and motion control, sept. 2000
3. D. & F. Findeisen : Ölhydraulik, Springer-verlag 1994
4. Parker Hannifin : HMI cylinder catalogue
5. Mecman : Cylinderhåndbog
6. P.W. Rasmussen : Hydraulik ståbi, Teknisk forlag 1996