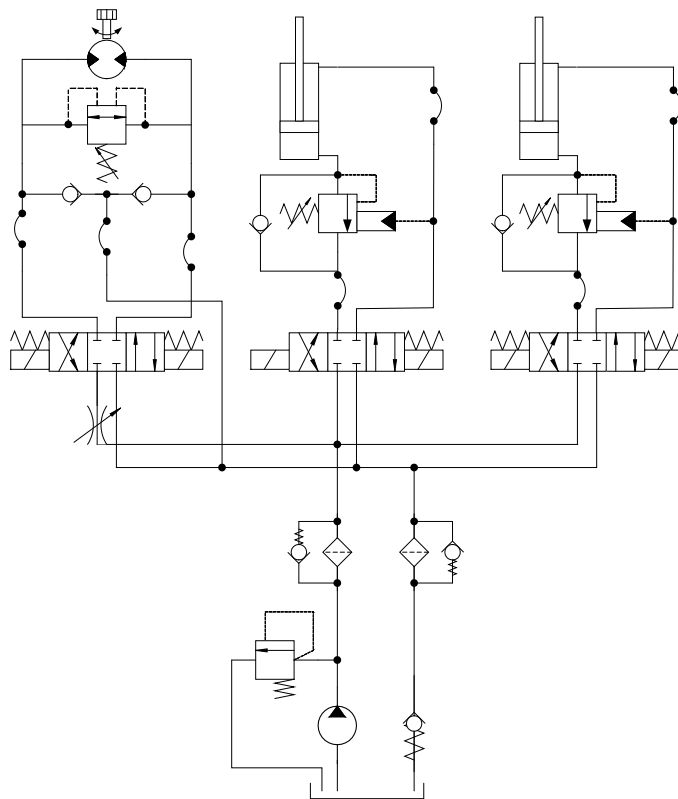


Agito AS

Grunnleggende hydraulikk



Dette kurset er ment som en generell innføring i emnet hydraulikk for teknikere og ingeniører som jobber med design, drift og vedlikehold av hydraulikksystemer eller større systemer hvor hydraulikk er et av flere områder.

Kurset skal gi deltakerne et bedre grunnlag til å forstå hvordan hydraulikksystemer virker og kunne delta i diskusjoner rundt emnet i forbindelse med design og feilsøking.

Kurset er delt opp i 5 hoveddeler:

- Del 1 tar for seg grunnleggende fluidmekanikk med innføring til begrepene trykk, strømning, viskositet, væskens stivhet – bulkmodulen samt noe enkel termodynamikk.
- Del 2 tar for seg noen av de mest brukte komponentene med tilhørende symboler. Vi ser også nærmere på hvordan disse komponentene kan dimensjoneres.
- Del 3 tar for seg forurensning og filtrering samt metoder for verifisering av renhetsnivået i systemet.
- Del 4 tar for seg et enkelt beregningseksempel hvor det skal beregnes et system med pumpe, motor og to sylindre. Alle beregningene bygger på de tidligere kapitlene.
- Del 5 tar for seg verifisering av beregningene gjort i del 4.

1 Grunnleggende fluidmekanikk

Hydraulikksystemer blir både utskjelt og lovprist i forskjellige sammenhenger. Teknikken med å bruke væske for overføring og lagring av energi har blitt brukt siden flere hundre år før Kristus til blant annet drift av vannhjul.

Betydningsfulle oppfinnelser som tannhjulspumpen (Keppler), hydraulisk presse (Pascal) og dampmaskinen (Watt) kom på rekke og rad i siste halvdel av forrige årtusen. Større utnyttning av hydraulikksystemer, slik vi kjenner de i dag, kom først på andre halvdel av 1800 tallet og da særlig for transport av energi og styring av dekkmaskineri på båter. Mange av de styreelementene som Armstrong utviklet på denne tiden er svært like de komponentene vi bruker i våre systemer i dag.

Elektriske transmisjoner har mange fordeler som overgår de hydrauliske samtidig som hydrauliske transmisjoner har andre fordeler som overgår de elektriske. Sammen dekker disse det industrien i dag etterspør og de vil nok finnes side om side i mange år fremover.

La oss se litt nærmere på hva slags fordeler og ulemper hydrauliske transmisjoner har.

Ulemper:

- Strømningstap og interne lekkasjer kan gi systemer en lav virkningsgrad.
- Volum og vekt kan være betydelig hvis pumpeenheten med reservoar inkluderes.
- Følsomme for forurensninger.
- Følsomme for endringer i driftstemperatur.
- Lave kompressibilitetsegenskaper som med tilført luft i væsken forringes betraktelig.
- Synkronisering av to hydrauliske funksjoner er ikke mulig uten å bruke elektronisk reguleringsløyfe.
- Høye trykk kan medføre fare for omgivelsene.
- Enkelte systemer kan avgi en del støy.

Når alle disse ulempene er listet opp må det også pekes på at hvert av disse punktene ikke nødvendigvis trenger å være kritiske i seg selv. Man kan minimalisere effekten av de fleste punktene ved riktig design og dimensjonering av systemene.

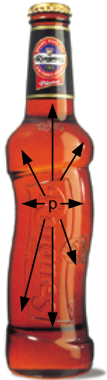
Fordeler:

- Forholdet mellom effekt og vekt på aktuatorer er betydelig mindre enn for tilsvarende elektriske aktuatorer
- Reguleringen av de hydrauliske styringsparameterne, strømning og trykk, kan enkelt påvirkes. Dette gir store fordeler ved høye belastninger og krav til hurtig regulering.
- Følgestylinger (sekvenser) kan enkelt bygges opp.
- Oversetting fra store hastigheter til små hastigheter kan enkelt oppnås uten å bygge inn ekstra utvekslinger.
- Ingen andre systemer gir så god og trinnløs hastighetsregulering.
- Reversering av linjærbevegelser kan enkelt dempes ned.
- Overganger fra roterende til linjær bevegelse og motsatt kan enkelt oppnås.
- Væsken i en hydraulisk transmisjon virker som en "varmebortleder" slik at kjølingen kan plasseres der det er mest hensiktsmessig.
- Hydraulikksystemer kan operere fritt i eksplosive miljøer.

Vi ser at det er mange grunner for å velge hydraulikk for effektoverføringen men denne diskusjonen vil nok gå i mange år ennå. Vi ser at det stadig utvikles nye komponenter og verktøy som optimaliserer systemene ytterligere og dette vil vi komme nærmere tilbake til senere i kompendiet.

Trykk

Trykk refererer til effekten av en kraft (F) som virker jevnt distribuert over en flate (A).



$$p = \frac{F}{A}$$

$$p = \text{pressure} - [\text{pas}]$$

$$F = \text{force} - [\text{N}]$$

$$A = \text{area} - [\text{m}^2]$$

Figur 1.

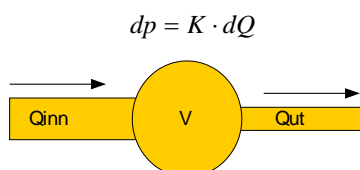
I ISO systemet bruker vi benevnelsen Pascal (pas) som er det samme som N/m². I daglig arbeid brukes ofte benevnelsen bar og 1 bar tilsvarer 100.000 Pa

For å illustrere hva vi kan oppnå med forholdene trykk og areal kan vi tenke oss et lokk med et areal på en kvadratmeter. I et vanlig industrielt trykkluftanlegg er det 700000 Pa (7 bar). Setter vi dette trykket på lokket vårt får vi en kraft på 700.000N som tilsvarer ca 70 tonn! Det lokket vil da være i stand til å løfte 29 Volvoer av typen XC90 som veier 2.4 tonn hver!

$$F = p \cdot A = 700.000 \cdot 1 = 700.000 \text{ N} \approx 70 \text{ tonn}$$

Trykk er en meget viktig faktor i et hydraulikksystem og det kan fort endre seg og gi oss overraskelser som vi ikke så lett finner ut av.

Det er en definisjon som er veldig viktig å ha klart for seg når en jobber med oppstart, innstilling og feilsøking på et hydraulikksystem. For å endre trykket i et volum må væskemengden i dette volumet endres. Vi ser da bort fra ytre påvirkninger i form av endringer i temperatur og høydeforskjeller etc.



Figur 2.

Figur 2 viser ligningen for trykk og hvordan det er tenkt. Trykket er lik en konstant K multiplisert

med volumvariasjonen hvor K er en konstant for volumets kompressibilitet (bulkmodulen). Det vil si at en pumpe kun leverer en flow. Trykket er et resultat av denne flowen.

Vi kan også skape trykk i et system som følge av høydeforskjeller. En væske utsatt for tyngdekraften vil ha varierende trykk som følge av høydeforskjellen. Trykket p₁ vil i dette tilfellet være lavere enn p₂. Differansen regnes ut ved hjelp av væskens egenvekt og høydeforskjell som vist i ligningen

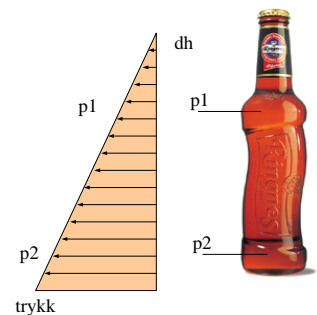
$$p_2 = p_1 + \rho \cdot g \cdot dh$$

$$p = \text{pressure} - [\text{pas}]$$

$$\rho = \text{density} - [\text{kg} / \text{m}^3]$$

$$g = \text{gravity} - [\text{m} / \text{s}^2]$$

$$dh = \text{height} - [\text{m}]$$



Figur 3.

Ofte leser vi at det er spesifisert absolutt trykk (absolut pressure - Ap) og manometertrykk (gauge pressure- Gp).

Dette kan skape litt forvirring på undervannsutstyr fordi der leser vi absolutt-trykk som er over systemets maksimalt tillatte arbeidstrykk. Mange roper da "ulv" uten at det egentlig er noe reell fare fordi omgivelsestrykket øker med vanddypet og man må trekke fra dette for å finne det reelle avleste trykket.



Manometertrykk:

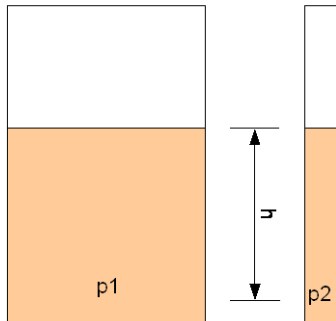
- Væskens overtrykk i forhold til atmosfæretrykk

Absolutt-trykk:

- Væskens reelle trykk inkludert atmosfæretrykket

Figur 4.

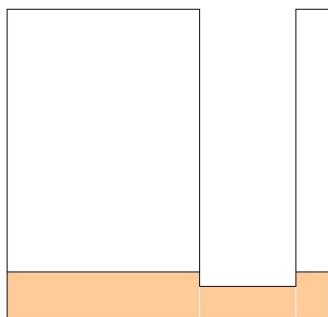
Som en oppsummering på trykk kan vi se på en skisse (figur 5) av to tanker. En smal og en bred. Vi leser av trykket i begge tankene (p1 og p2) på samme nivå.



Figur 5.

Hvilke av trykkene p1 eller p2 er her størst?

I figur 6 er disse to tankene koblet sammen med et rør i bunn og vi heller pils i den store tanken.

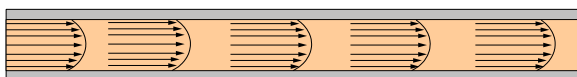


Figur 6.

Hvilken av tankene får høyest nivå?

Væskestrømning

Det kan defineres flere typer væskestrømninger men vi skal konsentrere oss om to typer som er relevant for hydraulikken – laminær og turbulent strømning.

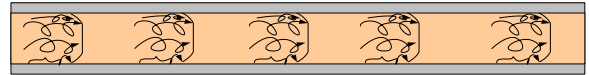


Laminær strømning

Figur 7.

Ved laminær strømning strømmer væsken i en jevn strøm over hele strømningsarealet som vist i figur 7. Det kan sammenlignes med en rolig elv. Væskens gjennomsnittshastighet (hastighetsprofil) er antydnet som en bue på

figuren og den reduserte hastigheten nær rørveggen skyldes væskens friksjon mot rørveggen. Hvis vi ser på en elv som flyter nedover vil vi ganske lett se at vannet har en høyere hastighet på midten enn ute ved kantene. Det skyldes friksjon mellom vannet og elvebredden/bunnen.



Turbulent strømning

Figur 8.

Ved turbulent strømning strømmer væsken kaotisk over det meste av strømningsarealet og strømmingen kan best sammenlignes med et fossestryk. Vi ser at hastighetsprofilen fortsatt er litt buet i kantene på grunn av friksjonen mot veggen men ellers i røret er profilen nokså rett.

For å bestemme hva slags strømning som er i rørene har vi en parameter som kalles Reynolds tall. Det er et forholdstall som forteller oss om forholdet mellom strømningsareal, strømning og væskens viskositet (seighet).

$$Re = \frac{Dh \cdot c}{\nu}$$

Re - Reynolds tall [dimensjonsløst]

Dh - hydraulisk diameter [m]

c - væskens hastighet [m / s]

ν - kinematiske viskositet [m² / s]

Reynolds tall brukes i beregninger av trykkfall i linjer etc. fordi laminær og turbulent strømning gir oss forskjellig effekttap.

Vi definerer at vi med stor stor sikkerhet har en ren laminær strømning når $Re < 2300$ og tilsvarende at vi har en ren turbulent strømning ved $Re > 3000$.

Imellom disse to har vi et område som kalles for kritisk område og det bør helst unngås fordi vi da har liten kontroll over trykkfall og strømningsforhold i dette området.

Trykktap i rør og slanger kan beregnes etter ligningen:

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot \mu \cdot L \cdot c^2}{2 \cdot d}$$

$$\Delta p = \text{trykktap} - [pas]$$

$$\rho = \text{egenvekt} - [kg/m^3]$$

$$\mu = \text{friskjonstall}$$

$$c = \text{hastighet} - [m/s]$$

$$d = \text{rørdiameter} - [m]$$

Friksjonstallet μ beregnes forskjellig for henholdsvis laminær og turbulent strømning.

Laminær strømning

$$\mu = \frac{64}{Re}$$

Turbulent strømning

$$\mu = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$$

Vær forsiktig med å bruke enkle ligninger som dette i det kritiske området hvor Re er mellom 2300 og 3000. Hvis nødvendig, skal det beregnes som turbulent strømning men resultatene må anses som veiledende.

Viskositet

Med Viskositet menes væskens seighet. Viskositeten kan oppgis i dynamisk eller kinematisk viskositet. For å finne den kinematiske viskositeten ut fra den dynamiske, multipliseres denne med væskens egenvekt.

$$\text{Kinematik Visk.} = \text{Dynamisk Visk.} \cdot \text{Rho}$$

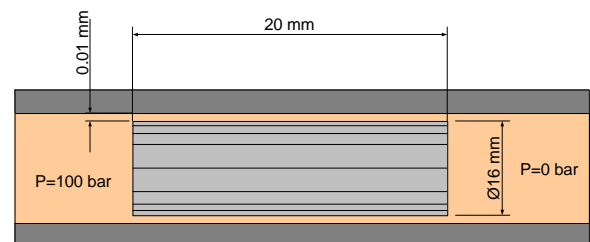
Hva har viskositeten å si for et system?

Oljens viskositet har stor innvirkning på systemets virkningsgrad, internlekkasje og smøring. De fleste hydrauliske komponenter har interne deler som beveger seg i forhold til hverandre og metallisk kontakt bør unngås fordi det forårsaker stor slitasje som igjen forårsaker forurensninger. Derfor er oljens smøreeffekt og evne til å bygge opp en smørefilm en viktig egenskap som hydraulikkoljen har.

Hvis vi velger en olje med for stor viskositet (for viskøs/seig) kan vi risikere at oljen ikke klarer å trenge inn alle steder og skape en smørefilm.

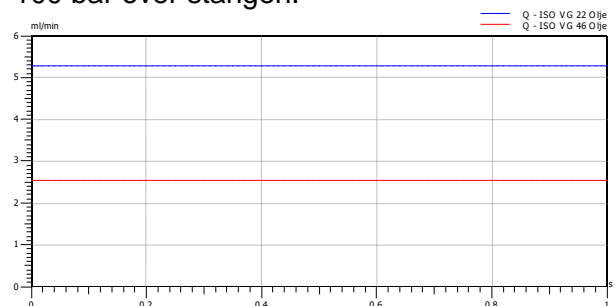
Velger vi en for tynn olje vil smørefilmen bli for tynn og vi vil få gjennomslag og metallisk kontakt. Samtidig vil systemets internlekkasje øke og systemets virkningsgrad synke. De aller fleste leverandørene av hydraulisk utstyr spesifiserer krav til viskositet i databladene. Hvis ikke dette er spesifisert bør leverandøren kontaktes i tvilstilfeller.

La oss se på et eksempel som viser en internlekkasje i en ringspalte ved to forskjellige oljetyper.



Figur 9.

Vi tenker oss en $\varnothing 16$ mm stang med lengden 20 mm. Denne plasseres i en boring som er på $\varnothing 16.02$ mm og vi skaper et differensialtrykk på 100 bar over stangen.



Figur 10.

Vi ser da av kurvene i figur 11 at med en ISO VG 22 olje ved 40 grader C (visc. = 27 cSt) vil vi få en internlekkasje på nesten 5.3 ml/min. Med en ISO VG 46 olje ved 40 grader C (visc = 56 cSt) vil internlekkasjen være redusert til under 2.6 l/min.

Begge disse oljetyperne er mye brukt på offshore og marine applikasjoner. ROV'er og undervannsverktøyer bruker ofte ISO VG 22 olje mens dekkmaskineri ofte bruker ISO VG 46 oljer.

For å bestemme riktig type viskositet på oljen må systemets driftstemperatur beregnes eller estimeres og viskositetskrav for alle komponenter identifiseres. Deretter må datablad fra oljeverandør anskaffes og da kan en olje med ønskede egenskaper ved beregnet driftstemperatur bestemmes.

Bulkmodulen

Alle stoffer og materialer deformeres når de påvirkes av ytre krefter. De aller fleste ser på et hydraulisk system som stift men i virkeligheten er det i stor grad elastisk. Dette er noe vi må passe på men samtidig kan dra nytte av. Oljens elastisitet blir betegnet ved hjelp av Bulkmodulen. Bulkmodulen er utledet fra Newtons lov som vi kjenner fra mekanikken og er definert som

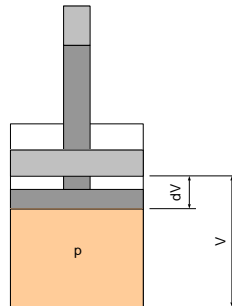
$$K = -V_0 \cdot \frac{dp}{dV}$$

$$K = \text{Bulk modulen} - [pas]$$

$$V_0 = \text{Initialvolum} - [m^3]$$

$$dp = \text{trykkdifferanse} - [pas]$$

$$dV = \text{volumdifferanse} - [m^3]$$



Figur 11.

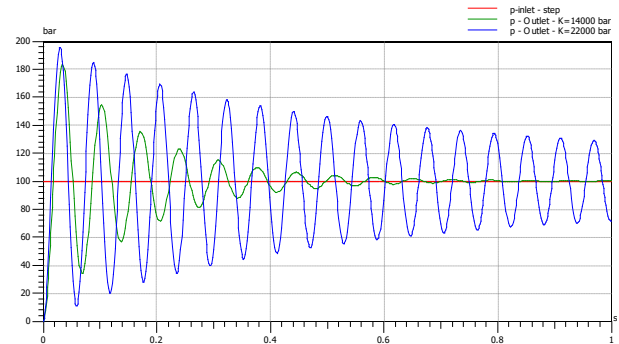
En hydraulisk linjes totale effektive bulkmodul regnes på samme måten som for parallelle motstander i et elektrisk system

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_n}$$

Disse del-bulkmodulene kan være elastisiteter i slanger, rør, sylindervegger etc.

Alle oljer inneholder noe luft og luft gjør oljen mer elastisk. Det er derfor viktig at blant annet returlinjene til pumpeens tanker designes slik at det ikke piskes luft inn i oljen og dette igjen suges inn i pumper og ut i systemet.

Hva oljens bulkmodul (K) kan føre til i systemet ser vi et eksempel på her. Vi har satt opp et 20 meter langt stålrør med 16 mm ytterdiameter og 2 mm veggtykkelse. Det settes på et "sprangtrykk" i innløpet på 100 bar og vi ser tydelig svingningene i væsken. Vi ser at den blå kurven som representerer en vannbasert olje (Oceanic HW443) med K=22000 bar har en kortere periode enn den grønne kurven som representerer en mineralolje (HLP 64) med K=14000 bar. At den grønne kurvens svingninger raskt dempes ned skyldes at den har en høyere viskositet som virker dempende på svingninger.



Figur 12.

Kort beskrevet gir "stive" oljer høye trykk støt og det oppstår lett høyfrekvent støy i slike systemer.

Termodynamikk

Termodynamikk er en viktig del av hydraulikkdesignet. Vi skal ikke gå detaljert inn på selve termodynamikken men heller se på mer generelle årsaker til og følger av temperaturvariasjonene i systemet.

Energien i et hydraulikksystem beregnes generelt ved ligningen

$$P = Q \cdot p$$

$$P = \text{effekt} - [W]$$

$$Q = \text{flow} - [m^3 / s]$$

$$p = \text{trykk} - [pas]$$

På samme måten beregnes effekttapet over komponenter.

$$\Delta P_{tap} = Q \cdot \Delta p_{tap}$$

$$\Delta P_{tap} = \text{effekttap} - [W]$$

$$Q = \text{flow} - [m^3 / s]$$

$$\Delta p_{tap} = \text{trykk} - [pas]$$

Eksempel:

Vi må finne ut nødvendig effekt for å drive en pumpe som skal levere 30 l/min ved 210 bar. Virkningsgraden til pumpe settes til 0.85.

$$P = \frac{30}{60000} \cdot 210 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{0.85} = 12353 W$$

På grunn av støy er pumpen plassert i et tilstøtende rom og koblet til systemet via et 20 meter langt rør med id=12mm. Væskens

viskositet er 28 cSt og egenvekt 890 kg/m³ ved driftstemperatur.

Trykkfallet i dette røret beregnes etter ligningen vi så på i kapittel 0.

Beregn Reynolds tall først for å bestemme type strømning:

$$c = \frac{Q}{A} = \frac{\frac{30}{60000}}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{12}{1000}\right)^2} = \frac{0.0005}{0.000113} = 4.425 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{Dh \cdot c}{\nu} = \frac{\frac{12}{1000} \cdot 4.425}{\frac{28}{10^6}} = \frac{0.0531}{0.000028} = 1896.43$$

Vi ser da at vi har laminær strømning og beregner friksjonskoeffisienten (μ) som følger:

$$\mu = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1896.43} = 0.03375$$

Trykktapet i røret blir da:

$$p_{tap} = \frac{\rho \cdot \mu \cdot L \cdot c^2}{2 \cdot d} = \frac{890 \cdot 0.03375 \cdot 20 \cdot 4.425^2}{2 \cdot 0.012}$$

$$p_{tap} = 490,127.52 \text{ pas} \approx 4.9 \text{ bar}$$

Effekttapet i denne rørlengden blir da som følger:

$$P_{tap} = Q \cdot p_{tap} = \frac{30}{60000} \cdot 4.9 \cdot 10^5 = 245 \text{ W}$$

All energi er som kjent konstant og effekttapet i hydraulikksystemer går over i varme. Mye av denne varmen gir en økning i væskens temperatur men mye avgis også til omgivelsene. Hvor mye av varmen som avgis avhenger av temperaturdifferansen mellom væsken og omgivelsene, arealet temperaturdifferansen eksponeres over samt varmeovergangstallet for mediene på begge sider av flaten. Et rør nedsenket i vann avgir mer varme enn et rør som går i fri luft. Hvordan dette beregnes kommer vi tilbake til når vi ser nærmere på varmevekslere.

Oppgaver til del 1

Oppgave 1

a) Hva er riktig ISO-benevnelse for trykk?

b) Hvilken benevnelse brukes i det daglige arbeidet?

Oppgave 2

Hva leverer en pumpe i et hydraulikksystem?

Oppgave 3

Vi har en flate med diameteren $\varnothing 100$ mm og et systemtrykk på 100 bar.

Hva blir den resulterende kraften på flaten?

Oppgave 4

Vi har fått i oppgave å løfte en masse på 5 tonn og har tilgjengelig en sylinder med stempeldiameter $\varnothing 75$ mm.

Hva blir nødvendig systemtrykk?

Oppgave 5

Et system skal monteres på et skipsdekk men pumpeenheten kan ikke stå utendørs slik at den blir plassert i et pumperom 3 dekk under (totalt 9 meter).

Oljen som skal brukes har en egenvekt på 890 kg/m³.

Hva blir trykket vi må ta hensyn til på grunn av denne høydeforskjellen?

Oppgave 6

Hvilke to typer strømning skiller vi mellom i et hydraulikksystem?

Oppgave 7

Vi har fått i oppgave å flushe en slange med diameter (dh) $\frac{1}{2}$ ".

Viskositet: 40 cSt.

Hvor stor flow må vi bruke for å være trygge på resultatet?

Oppgave 8

Beregn varmetapet i et rør med følgende data:

Innerdiameter=7 mm

Lengde=10 m

Flow=30 l/min

Væskens egenvekt=890 kg/m³

Væskens viskositet=30 cSt

Løsninger til oppgaver*Oppgave 1.*

- a) Riktig ISO benevnelse for trykk er Pascal (pas)
- b) I det daglige arbeidet brukes som oftest bar som benevnelsen for trykk.

Oppgave 2.

Pumpen i et hydraulikksystem leverer en flow.

Oppgave 3.

Kraften som virker på flaten blir:

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot (100 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 100 \cdot 10^5 = 78539.8 N$$

Oppgave 4.

Starter med å finne nødvendig kraft i enheten Newton:

$$F = m \cdot g = 5 \cdot 1000 \cdot 9.81 = 49050 N$$

Finner deretter nødvendig trykk:

$$F = A \cdot p \Rightarrow p = \frac{F}{A} = \frac{49050}{\frac{\pi}{4} \cdot (75 \cdot 10^{-3})^2} = 11102649 \text{ pas} \approx 111 \text{ bar}$$

Oppgave 5.

Trykket vi må ta hensyn til på grunn av høydeforskjellen blir:

$$p = \rho \cdot g \cdot h = 890 \cdot 9.81 \cdot 9 = 78578 \text{ pas} \approx 0.8 \text{ bar}$$

Oppgave 6.

I et hydraulikksystem skiller vi mellom Laminær og Turbulent strømning.

Oppgave 7.

For å være trygge på resultatet etter en flushing må vi være sikre på at vi hele tiden har hatt turbulent strømning. Vi må derfor sikre at Reynolds tall (Re) > 3000.

Regner ut minste hastighet i slangen for å sikre at $Re > 3000$.

$$Re = \frac{Dh \cdot c}{\nu} \Rightarrow c = \frac{Re \cdot \nu}{Dh} = \frac{3000 \cdot 40 \cdot 10^{-6}}{12.7 \cdot 10^{-3}} = 9.45 m/s$$

Regner deretter ut flowen som funksjon av strømningsarealet:

$$Q = c \cdot A = 9.45 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (12.7 \cdot 10^{-3})^2 = 0.001197 m^3/s \approx 72 l/min$$

Oppgave 8.

Beregner først Reynolds tall (Re) for å bestemme type strømning vi har i røret:

$$c = \frac{Q}{A} = \frac{\frac{30}{60000}}{\frac{\pi}{4}(7 \cdot 10^{-3})^2} = \frac{0.0005}{0.000038} = 13.14 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{Dh \cdot c}{\nu} = \frac{7 \cdot 10^{-3} \cdot 13.14}{30 \cdot 10^{-6}} = 3066$$

Vi ser at vi her har en turbulent strømning.

Regner videre ut friksjonsfaktoren for turbulent strømning:

$$\mu = \frac{0.316}{\text{Re}^{0.25}} = \frac{0.316}{3066^{0.25}} = 0.042466$$

Finner deretter trykktapet i røret:

$$p_{\text{tap}} = \frac{\rho \cdot \mu \cdot L \cdot c^2}{2 \cdot d} = \frac{890 \cdot 0.042466 \cdot 10 \cdot 13.14^2}{2 \cdot 7 \cdot 10^{-3}} = 4660502 \text{ pas}$$

Finner deretter varmetapet i røret:

$$P_{\text{tap}} = Q \cdot p_{\text{tap}} = \frac{30}{60000} \cdot 4660502 = 2330 \text{ W}$$

2 Komponenter

Pumper

En fast pumpe leverer en fast mengde væske pr. omdreining og for å variere leveringsmengden må turtallet varieres. Pumper og motorer har følgende ligninger for beregning av hastighet (turtall) og moment:

Turtall:

$$n = \frac{Q}{V_i} \cdot \eta$$

$$n = \text{turtall} - [\text{rev} / \text{s}]$$

$$Q = \text{flow} - [\text{m}^3 / \text{s}]$$

$$V_i = \text{displacement} - [\text{m}^3 / \text{rev}]$$

$$\eta = \text{virkningsgrad}$$

Moment:

$$T = \frac{\Delta p \cdot V_i \cdot \eta}{2\pi}$$

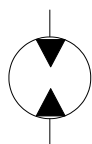
$$T = \text{Torque} - [\text{Nm}]$$

$$\Delta p = \text{diff. pressure} - [\text{pas}]$$

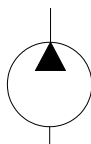
$$V_i = \text{displacement} - [\text{m}^3 / \text{rev}]$$

$$\eta = \text{virkningsgrad}$$

Symbolet for pumper og motorer er bygget opp med en sirkel og en fylt trekant. Trekantens spiss viser strømningsretningen og er trekantene fylt med sort som vist i Figur 1 pumper en væske. Åpen trekant indikerer en gass.



Motor med fast
fortrengningsvolum



Pumpe med fast
fortrengningsvolum

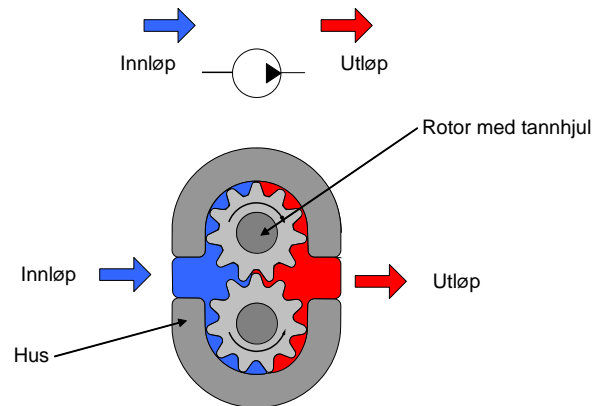
Figur 1

Legg merke til at motoren har to trekkanter med spissen innover. Det indikerer at motoren kan

rottere i begge retninger avhengig av strømningsretningen for væsken.

La oss se på noen forskjellige typer "faste pumper".

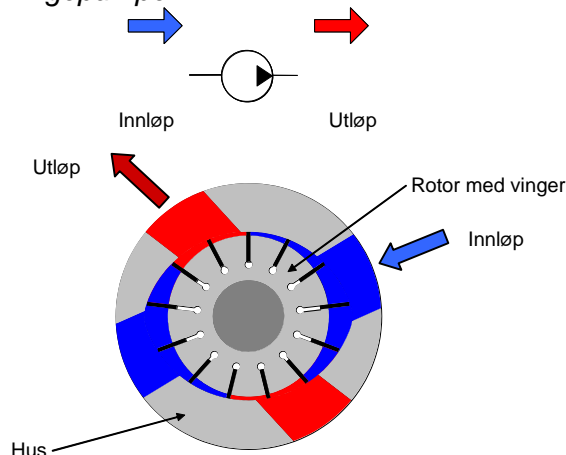
Tannhjulspumpen:



Figur 2

En av de mest utbredte og mest kjente pumpen er tannhjulspumpen. Den har en enkel og robust konstruksjon og brukes på mange forskjellige områder. Det ene tannhjulet er koblet til en drivenhet (motor) og det andre tannhjulet drives av dette tannhjulets rotasjon som en vanlig tannhjulsoverføring. Med rotasjonsretning som pilene viser blir strømningsretningen som anvist i Figur 2. Dette kan forklares nærmere ved først å se på innløpssiden (blå) hvor volumet øker idet en tannlukke blir fri. På denne måten suges det væske utenfra og inn for å fylle det økte volumet. Tetningen mellom utløpssiden og innløpssiden realiseres ved at tannpar som er i kraftmessig inngrep, ligger an mot hverandre på flankene. Dessuten løper tannhjulene med trang klaring mot endeflatene i pumpehuset. På utløpssiden avtar volumet etter hvert som tennene løper i hverandre. Altså, volumet på utløpssiden avtar tilsvarende økningen i volumet på innløpssiden. Som motor virker denne på motsatt måte men etter samme prinsipp som for pumpen. Istedenfor å overføre energi til væsken, overføres det energi fra væsken til en roterende aksel.

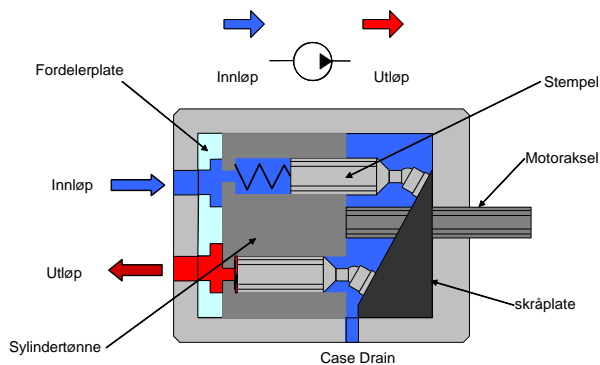
Vingepumpen:



Figur 3

En mye brukt pumpetype er vingepumpen. Rotoren har påmontert flere vinger som presses ut mot huset når på grunn av sentrifugalkreftene rotoren roterer. Disse vingene danner tetninger mellom flere små volumer. Pumpehuset har en oval utforming innvendig noe som gjør at volumene mellom vingene minker inn mot utløpsporten og øker mot innløpsporten.

Aksialstempelpumpen:



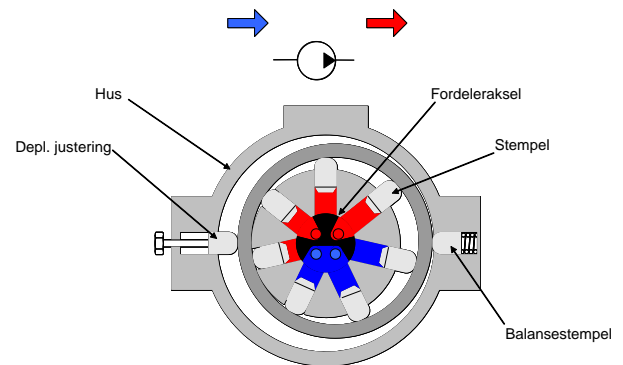
Figur 4

Skråplate eller "Swash plate" pumpene er nok de vanligst brukte pumpene i mindre og lettere hydraulikksystemer. Dette på grunn av pumpenes kompakte design og høy virkningsgrad.

De er mest vanlig å finne med variabelt fortrenningsvolum men vi skal starte med å se på pumpen med fast fortrenningsvolum. Pumpen har en roterende sylindertønne som inneholder flere stempler. Fjærer presser stemplene kontinuerlig mot en skråplate og når sylindertønne roterer får stemplene en frem

og tilbake bevegelse som suger og pumper væske. Sylindertønne roterer mot en fordeler plate som sørger for riktig åpning til riktig port alt etter om stempelet suger inn fra innløpsporten eller pumper ut til utløpsporten.

Radialstempelpumpen:

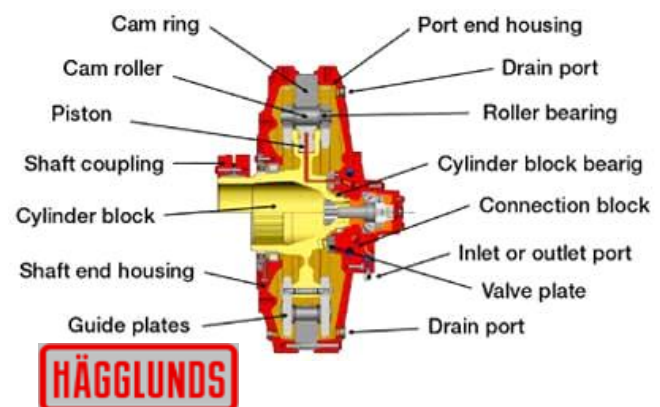


Figur 5

Radialstempelpumpen kan gi meget jevn strømming ved høye trykk. Pumpen er derfor den vanligst brukte for systemtrykk over 345 bar.

Pumpens virkemåte er at en stemplene sitter i et stempel hus som roterer rundt med en fordeleraksel. Rundt stempelhuset er det en ring som er eksentrisk opplagret og som presser stemplene inn og fortrenger et oljevolum. Antallet stempler varierer og det er alltid ulikt nummer stempler for å jevne ut strømmingen.

Bildet nedenfor viser et snitt av en radialstempelmotor fra Hägglunds.

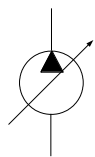


Figur 6

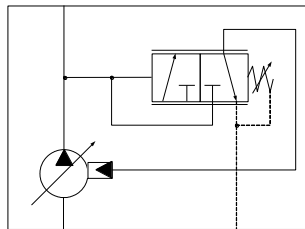
Variable pumper:

De pumpene vi har sett på frem til nå har vært pumper med fast leveringsmengde. Det vil si at pumpen leverer et fast volum for hver omdreining og det er rotasjonshastigheten på pumpen som bestemmer den totale strømningsmengden.

Noen av pumpene beskrevet over kan også leveres som variable pumper og vi skal se på et eksempel på hvordan dette kan løses.



Forenklet symbol



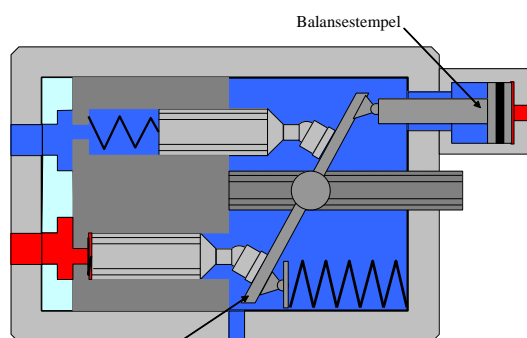
Detaljert symbol/skjema

Figur 7

En variabel pumpe tegnes meget forenklet som vist i Figur 7. Til høyre er vist et detaljert skjema for en pumpe med konstant trykk regulering.

Pumpen utstyres med en ventil som balanserer pumpens leveringsmengde opp mot trykket den er innstilt på. Når utløpstrykket stiger opp mot ønsket maksimumtrykk, åpner en ventil for et pilotsignal til pumpens reguleringsmekanisme og pumpens leveringsmengde begrenses til trykket synker igjen.

For en aksialstempelpumpe løses dette som vist i Figur 8.



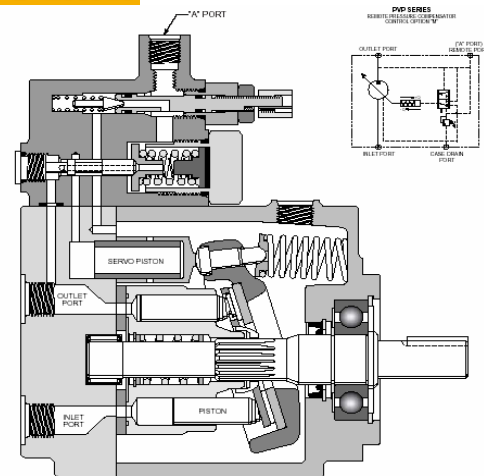
Skråplate (Swash plate)

Figur 8

Eneste forskjell mellom denne pumpen og en aksialstempelpumpe med fast fortregning, er at skråplaten kan beveges.

Denne pumpen vil ved oppstart alltid stå i maksimal fortregning som vist i Figur 8. Når pumpen starter og leverer flow vil det, om ikke forbruket er for høyt, bygge seg opp trykk i utløpslinjen. Dette trykket ledes tilbake til et balansestempel som "vinkler" skråplaten. Når skråplaten "vinkler" reduseres stemplenes slaglengde og pumpen leverer en mindre mengde med samme rotasjonshastighet.

En slik regulering som dette kalles for "konstant trykk regulering". Det er den mest brukte reguleringen. Ellers kan det nevnes to andre reguleringer. Den første er last kontroll regulering eller også kalt konstant strømnings regulering som regulerer pumpen til å gi en konstant mengde uavhengig av last (trykk). Den andre er konstant effekt regulering som holder et konstant effektforbruk uavhengig av strømning eller trykk. Det vil si at trykk og flow reguleres i forhold til hverandre slik at effekten forblir konstant.

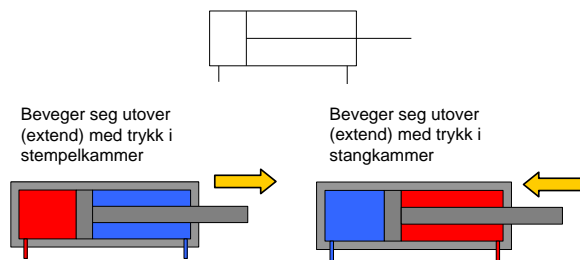


Figur 9

Et eksempel på en variabel pumpe fra Parkers hjemmeside er vist i figur 22. Teknisk informasjon om disse pumpene ligger tilgjengelig på nettet på www.parker.com.

Sylinderaktuatorer

Differensialsylinger:



Figur 10

En sylinder er en meget enkel lineæraktuator. Tilføres væske i stempelkammeret, bygges trykket opp og stampelet beveger seg utover. Tilføres væsken i stangkammeret bygges trykket opp og stampelet beveger seg innover.

Sylindre har følgende ligninger for beregning av hastighet og kraft:

Hastighet:

$$v = \frac{Q}{A} \cdot \eta$$

$$v = \text{hastighet} - [m/s]$$

$$Q = \text{flow} - [m^3/s]$$

$$A = \text{area} - [m^2]$$

$$\eta = \text{virkningsgrad}$$

Kraft:

$$F = p \cdot A \cdot \eta$$

$$T = \text{Kraft} - [N]$$

$$p = \text{pressure} - [pas]$$

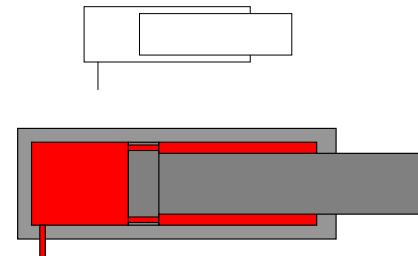
$$A = \text{Areal} - [m^2]$$

$$\eta = \text{virkningsgrad}$$

Det er verdt å merke seg et faremoment ved bruk av slike sylindre. De kalles for differensialsylinger på grunn av forskjellen mellom arealet på stempelsiden og stangsiden. Hvis stempelsiden trykkes og utløpet fra stangsiden blokkeres, vil sylindren virke som en trykkforsterker og det vil bygge seg opp et ukontrollert trykk i stangkammeret. Sørg derfor

alltid på å ha stangsiden åpen til retur når stempelsiden trykkes.

Plungersylinder:



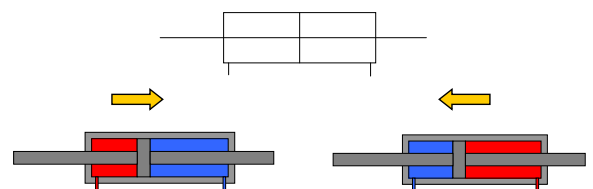
Figur 11

En plunger sylinder er en enkeltvirkende sylinder som kun kan yte kraft utover.

Det må en ytre kraft til for at sylindren skal returnere. Fordelen med disse sylindrene er at den har en tykk stang som tåler høye knekkkrefter.

Plungersylindre brukes ofte som store fjærer ved at hydraulikksystemet er koblet opp mot et stort gassvolum via en stempelakkumulator.

Dobbeltvirkende sylinder:

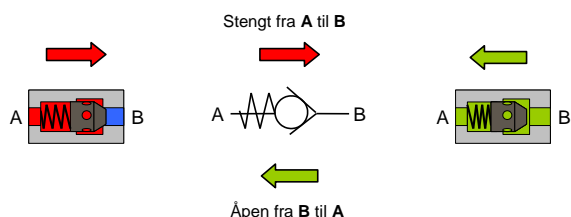


Figur 12

En dobbeltvirkende sylinder vil gi lik hastighet begge veier ved konstant strømnings hvis begge stempelstengene har lik diameter. Det er i mange tilfeller ønskelig på enklere systemer med faste pumper. Disse sylindrene kan også fås med forskjellige stangdiametre.

Ventiler

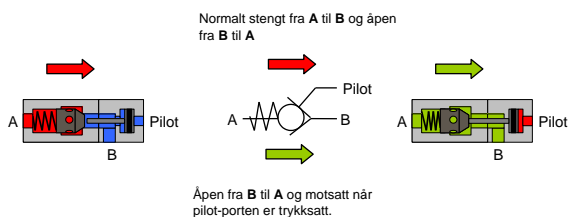
Tilbakeslagsventil:



Figur 13

Tilbakeslagsventilen kan sammenlignes med en elektrisk diode. Fri strømning en vei og stengt den andre veien. Tilbakeslagsventiler brukes på linjer hvor strømmingen kun skal gå en vei som for eksempel ut av pumper og på lekkasjeledninger.

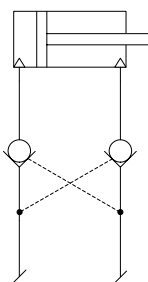
Pilotoperert tilbakeslagsventil:



Figur 14

En pilotoperert tilbakeslagsventil har akkurat samme funksjon som en enkel tilbakeslagsventil men i tillegg kan den åpnes for strømning begge veier ved hjelp av et eksternt pilottrykk.

Slike ventiler er tilnærmet lekkasjefrie og brukes ofte som lastholdeventiler på sylindre. Det vil si at en sylinder som står i "extended" posisjon og holder en last, for eksempel et støttebein for en mobilkran, vil naturlig ha en slik ventil montert. Ofte brukes 2 ventiler i par for å holde sylindren i ro i begge retninger som vist i Figur 15.



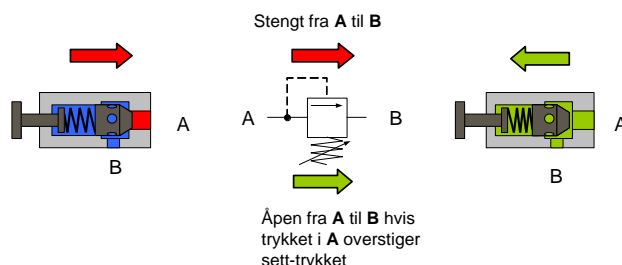
Figur 15

Ved bruk av slike ventiler må man alltid passe på at pilottrykket er stort nok til å åpne ventilen.

Katalogene oppgir ofte dette arealforholdet på formen 1:3. Det vil si at hvis trykket i A er 90 bar trengs det kun $90/3=30$ bar pilottrykk for å åpne ventilen. Dette er særlig viktig der disse ventilene er brukt på stangside av en differensialsyndler hvor trykket kan bli meget høyt.

Det er heller ikke noe særlig med for stort arealforhold fordi pilotlinjer ofte er ventileret til retursystemet når de ikke er aktivert og trykkpulser i retursystemet kan da utilsiktet åpne tilbakeslagsventilen.

Trykkgrensingsventil:

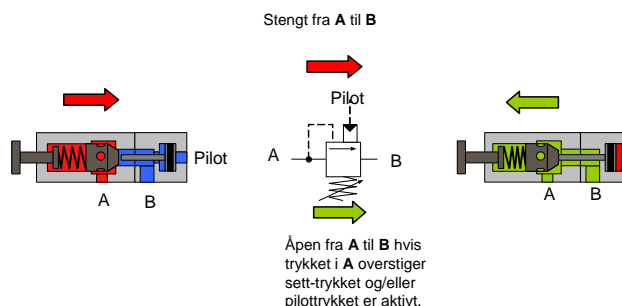


Figur 16

En trykkgrensingsventil brukes som regel for å sikre en krets mot for høye trykk og trykkpulser som kan oppstå når store masser tilkoblet motorer og sylindre stopper brått.

Den kan godt sammenlignes med en tilbakeslagsventil hvor stampelet er forspent av en fjær. Ventilen vil åpne fra A til B når trykket i A representerer en høyere kraft på stempelarealet enn fjærkraften.

Lastsenkeventil:



Figur 17

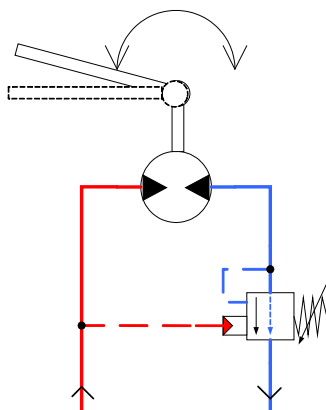
En Lastsenkeventil er i utgangspunktet veldig lik en pilotoperert tilbakeslagsventil men den åpner mellom A og B mer proporsjonalt og kan derfor brukes til hastighetskontroll av aktuatorer.

Ventilen som er vist her har i tillegg en trykkgrensingsfunksjon. noe som er vanlig.

Vær igjen oppmerksom på de fallgruvene ved bruk på differensialsylindre med hensyn til arealforskjellen mellom pilot areal og sete som ved feil bruk kan funksjonsfeil og farlige situasjoner kan oppstå.

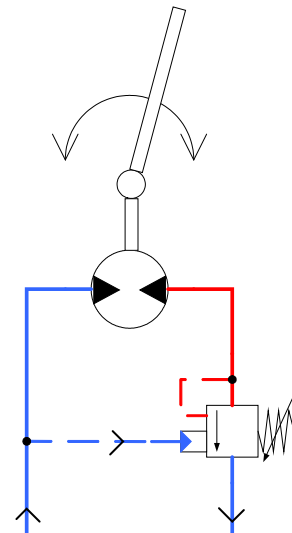
Innstillingen av en slik ventil bør, som en tommelfinger-regel, være at man setter trykkgrensingsventilen til 10% - 30% over maksimum forventet last. Det vil si at dersom lasten representerer et trykk i aktuatoren på 100 bar bør ventilen settes til 110 - 130 bar. Sjekk anbefalingene fra leverandøren i hvert tilfelle.

La oss se på et enkelt eksempel på bruk av en lastsenkeventil.



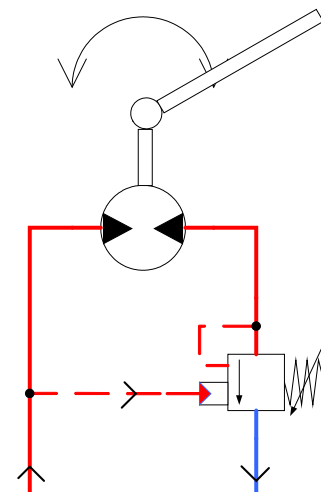
Figur 18

Vi tenker oss en motor som vrir rundt en aksel som åpner en luke til et lasterom. Luken skal vris 180° og vi starter med å åpne fra pumpen til motorens A tilslutning (røde linjer i Figur 18). Da vil det bygge seg opp et trykk i linjen fra motoren og tilbake i linjen. Dette trykket vil som kjent forplante seg likt i hele volumet og vi ser at vi da får trykk på lastsenkeventilens pilot og den åpner. Luken kan nå løftes fritt.



Figur 19

Idet luken passerer senter, eller vertikal posisjon som vist i Figur 19, vil motoren starte å gå som en pumpe på grunn av lastens påvirkning. Da vil motoren suge fra A siden og hvis ikke pumpen mater etter nok, vil trykket synke, pilottrykket forsvinne og lastsenkeventilen stenge.



Figur 20

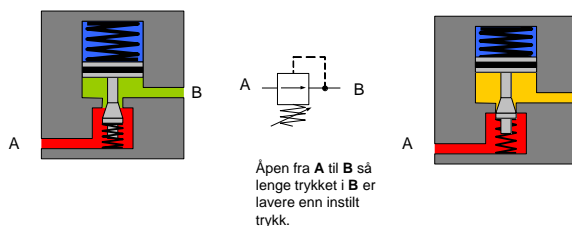
For å senke lasten kontrollert videre, må vi bygge opp trykket på motorens A side igjen som vist i Figur 20. Da vil lastsenkeventilen åpne og slipper igjennom strømning fra motorens B-side.

Så snart vekten av luken gjør at motorens pumpeeffekt reduserer trykket i A-siden, vil lastsenkeventilen bremse på B-siden og trykket vil bygge seg opp igjen.

Slik jobber denne ventilen og balanserer disse trykkene opp mot hverandre.
Vi ser ofte at det er problemer med å få disse ventilene stabile. Da kan det hjelpe å sette inn en restriksjon på pilotlinjen slik at ventilens bevegelseshastighet (stenge/åpningshastighet) dempes.

Denne ventilen har mange navn:
Lastsenkeventil, Bremseventil, Balanseventil, Oversenterventil og på engelsk Counter Balance Valve (motvektsventil).

Trykkreduksjonsventil



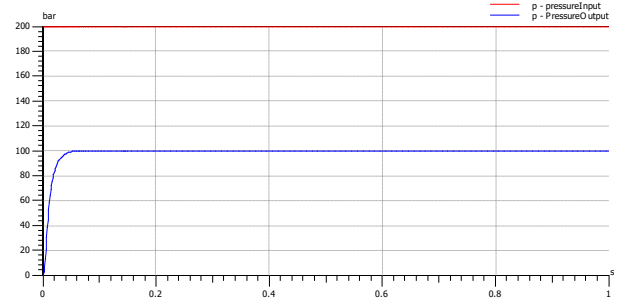
Figur 21

En trykkreduksjonsventil som vist i Figur 21, er et dynamisk system i seg selv. Vi ser ofte at slike ventiler med sete/pinne løsning sliter ut pinnen og sete på grunn av høyfrekvente vibrasjoner og/eller ekstremt høye hastigheter på væsken over setet. Dette gjelder særlig på væsker med lav viskositet og høy bulkmodul, slik som de vannbaserte væskene.

Vi ser i Figur 21 at ut-trykket (B) balanserer mellom kraften fra trykket på stempelet og fjærkraften. Når ut-trykkets kraft på stempelet overstiger fjærens kraft vil stempelet bevege seg oppover og ventilen stenger. Så snart ut-trykket synker vil ventilen åpne igjen.

La oss se på et eksempel på en trykkreduksjonsventil og hvordan den virker i et system. Se for oss at vi har et tilførselstrykk på 200 bar og en reduksjonsventil som er innstilt på 100 bar.

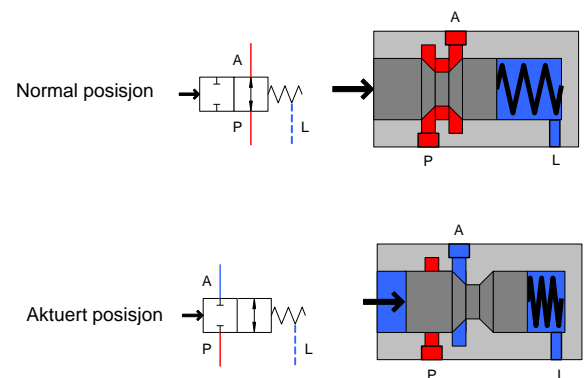
vi starter systemet. Vi ser da i Figur 22 at volumet nedstrøms reduksjonsventilen fylles og når det nærmer seg sett-verdien for ventilen, flater trykk-kurven ut fordi ventilen går opp og stenger. Ventilen forblir stengt helt til trykket i volumet faller og det må fylles inn mer væske for å komme opp i 100 bar igjen.



Figur 22

Når trykkreduksjonsventiler skal brukes bør man være klar over at en slik ventil bruker tid på å stenge (~100 ms) og hvis nedstrøms volum er lite, vil vi lett kunne få trykk som er høyere enn det innstilte. For systemer med høy bulkmodul og små volumer kan dette i enkelte tilfeller være kritisk.

2/2-veis kontrollventil:



Figur 23

Kontrollventiler er såkalte retningsregulerende elementer som kan lages på flere forskjellige måter. Vi skal her konsentrere oss om de mest vanlige – sleideventilene.

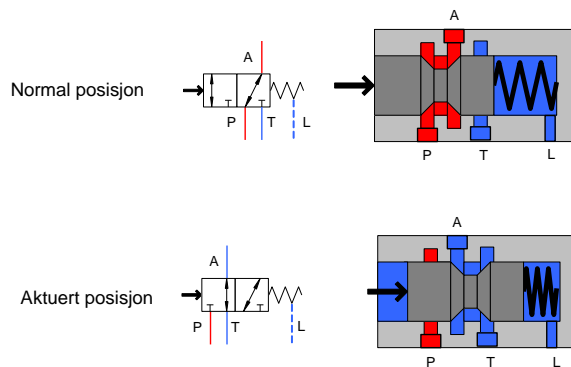
En retningsventil betegnes etter antall porter og antall posisjoner for sleiden (ruter i symbolet).

Figur 23 viser en 2/2-veis ventil som er normalt åpen (Ventilens betjeningsmekanisme er med hensikt utelatt).

I tillegg til P og A porten er det tegnet inn en L (lekk) port. L-porten er ikke med i ventilens betegnelse.

Legg merke til at ventilsymboler alltid skal tegnes og refereres til i den posisjonen de har når de er ubetjente. Det er derfor denne ventilen refereres til som normalt åpen fra P til A.

3/2-veis kontrollventil:

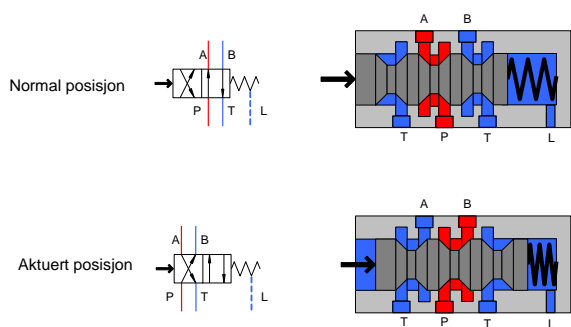


Figur 24

På samme måte som for 2/2-veis ventiler har vi 3/2-veis ventiler. Disse ventilene har 3 tilslutninger og to posisjoner.

Figur 24 viser en 3/2-veis ventil som er normalt åpen fra P – A men den kan også komme med motsatt bilde – normalt åpen fra A – T.

4/2-veis kontrollventil:



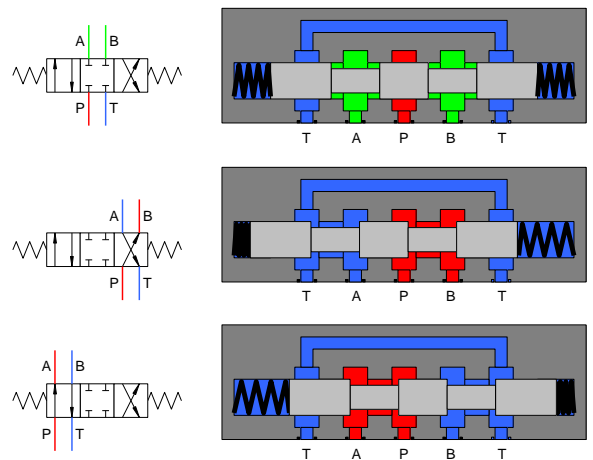
Figur 25

Vi kan kombinere dette videre med en port til og få en 4/2-veis ventil.

Figur 25 viser en 4/2-veis ventil som er normalt åpen fra P – A og B - T.

Denne ventilkonfigurasjonen kalles også ofte for Kryss-Parallell bilde.

4/3-veis kontrollventil:

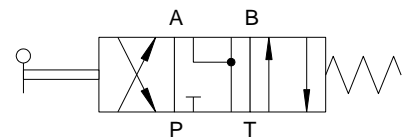


Figur 26

Til slutt kan vi se på en 4/3-veis ventil. Dette er den typen ventil som er mest vanlig for styring av motorer og sylindre. Den kan fås i mange sleide-varianter men vi har valgt å kun vise varianten med alle portene stengt i senter.

Figur 26 viser en 4/3-veis ventil med kryss parallell og alle porter stengt i midtposisjon.

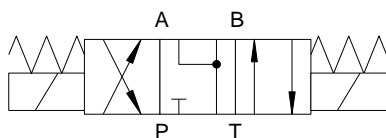
Betjeningsmekanismer for kontrollventiler:



Figur 27

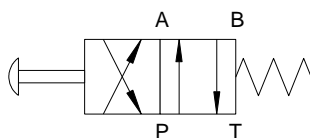
Manuelt spakoperert med fjærsentrering (Figur 27).

Dette er de enkleste og mest vanlige ventilene på små og enkle systemer som er manuelt opererte. De er blant annet å finne på vinsjer, vedkløyvere og gamle gravemaskiner.



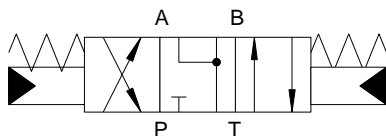
Figur 28

Magnetoperert med fjærsentrering (Figur 28). Dette er vel den mest vanlige ventilbetjeningen i dag. De er å finne på de aller fleste verktøymaskiner og fjernstyrte vinsjer/kraner. Hvis ventilens sleide designes med en proporsjonal åpningskarakteristikk og magnetene byttes til små linjærmotorer er disse ventilene ypperlige for en nøyaktig hastighetskontroll av lineære og roterende aktuatorer.



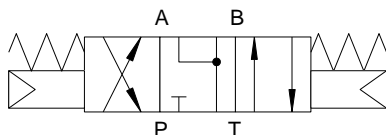
Figur 29

Trykk-knappoperert med fjærretur (Figur 29). Slike ventiler er mye brukt på nød systemer og ofte i kombinasjon med magnetstyring. Det er da mulig å manuelt betjene ventilen videre selv om kommunikasjonen til det elektriske kontrollsystemet feiler.



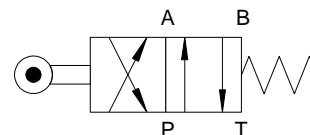
Figur 30

Hydraulisk operert med fjærsentrering (Figur 30). Disse ventilene er vanlige å bruke i eksplosjonsfarlige områder og da med en magnetoperert ventil stående i sikkert område som pilotventil. Det er også vanlig å bruke denne typen betjening på store ventiler som skal styres ved hjelp av elektriske signaler. Da plasseres ofte en magnetoperert ventil på den store ventilen og A og B portene på den magnetventilen kobles internt til ventilens pilotporter/fjærkammer.



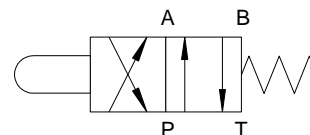
Figur 31

Pneumatisk opererte med fjærsentrering (Figur 31). Som for de hydraulisk opererte ventilene brukes disse ofte på eksplosjonsfarlige systemer. De kan også brukes som sikkerhetssystemer hvor lufttrykket holder ventilen åpen selv om elektrisk signal er borte på kontrollsystemet.



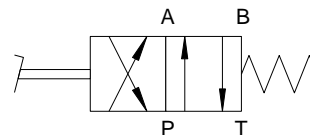
Figur 32

Operert ved hjelp av akseltapp med rulle og fjærretur (Figur 32). Disse ventilene er ofte å finne som hydrauliske endestoppbrytere.



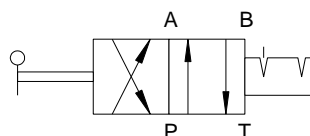
Figur 33

Operert ved hjelp av akseltapp og fjærretur (Figur 33). Som for ventiler med akseltapp og fjærretur, også mye brukt som endestoppbrytere.



Figur 34

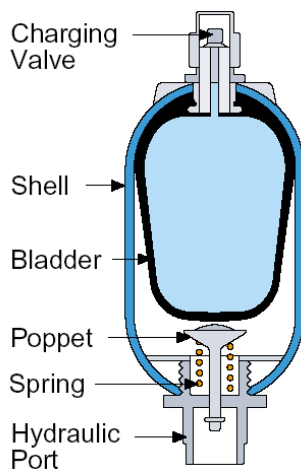
Pedalooperet og fjærretur (Figur 34). Tidligere ble slike ventiler mye brukt på stansemaskiner og platekuttere.



Figur 35

Manuelt spakeoperert og knastmarkering (Figur 35). Dette er en kombinasjon som vi ofte ser på større vinsjer. En ventil med to posisjoner hvor ventilen blir stående i den valgte posisjonen. På skipsvinsjer finner vi den ofte som en ventil som velger mellom stor fart/lav kraft og lav fart/stor kraft. Ventilen kalles da en 2-speed ventil.

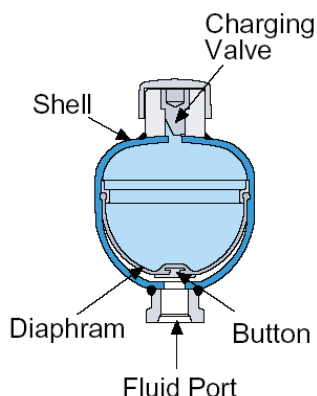
Akkumulatorer



Figur 36

Blæreakkumulatorer (Figur 36) består av en gummiblære montert inn i et stålskall. Gassen er innelukket i gummiblæren og øvre del av gummiblæren har en fylleventil for forladning av gass.

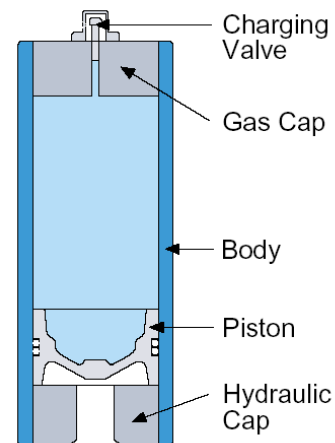
I oljetilslutningen sitter det en tilbakeslagsventil som er holdt normalt åpen og som hindrer blæren i å komme ut når akkumulatoren er tom for olje.



Figur 37

Membranakkumulatoren (Figur 37) er bygget opp med et stålskall med en helstøpt fleksibel gummimembran innvendig som skiller væske og gassvolumet.

Membranen er mekanisk festet i stålskallet. I bunn av membranen er det støpt/vulket inn en knapp som hindrer membranen i å bli ekstrudert ut den hydrauliske porten når akkumulatoren er tom for væske. I toppen av skallet er det montert inn en ventil for forladning av gassvolumet.



Figur 38

Stempelakkumulatorer består av et rør som danner kroppen, tett av et lokk med en forladningsventil i gass-enden og et lokk med hydraulisk tilslutning i oljeenden. Som skille mellom gass og olje, er det satt inn et stempel. Dette stempelet er ofte laget i et lett materiale for å få ned akkumulatorens reaksjonstid.

Example Relative output of a 40 litre accumulator						
Compression Ratio	System Pressure [bar]		Recommended Precharge [bar]		Fluid Output [litre/min]	
	max	min	Bladder accumulator	Piston accumulator	Bladder accumulator	Piston accumulator
1.5:1	207	140	125	130	10	11
2:1	207	103	93	96	16	17
3:1	207	69	62	62	21	21
6:1	207	35	*	27.5	*	24

Figur 39

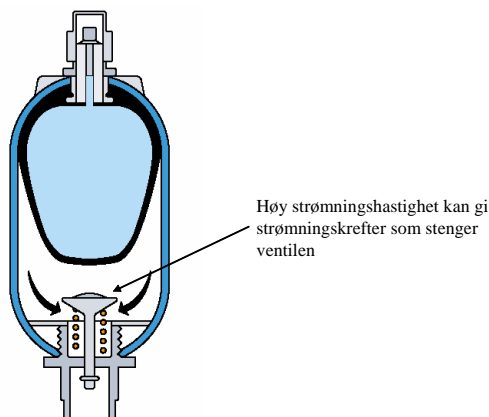
Tilgjengelig størrelser på akkumulatoren bestemmer ofte om akkumulatorene er egnet for jobbene de skal gjøre. Tabellen i 0 viser typisk forskjell i hva vi får ut av en 40 liters blære kontra stempelakkumulator. Tabellen er hentet fra Parkers kataloger så tallene kan variere noe fra leverandør til leverandør men de gir en god pekepinn.

Stempelakkumulatorer har normalt anbefalt et høyere forladningstrykk enn blæreakkumulatorer som igjen resulterer i høyere ytelse enn for en sammenlignbar blæreakkumulator. Blæreakkumulatorene er heller ikke særlig egnet når kompresjonsraten (forskjellen mellom minste og høyeste

operasjonstrykk) overstiger 4:1 på grunn av fare for skader på blæren.

Stempelakkumulatorer har en noe høyere ytelse sammenlignet med blæreakkumulatorer med samme skallvolum. Dette kan være avgjørende for valget av akkumulatorer til systemer hvor plassen er minimal. Stempelakkumulatorer kan også produseres med forskjellige diametere og lengder og derfor enklere tilpasses plassen som er til rådighet.

Maksimum strømningshastighet ut av akkumulatoren



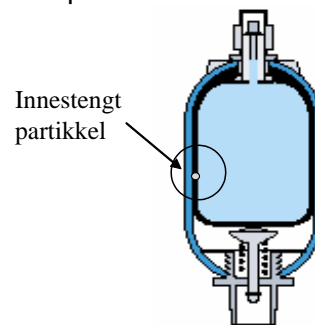
Figur 40

Store standard blæreakkumulatorer er begrenset til ca. 800 l/min i maksimal strømming ut av akkumulatoren. Det er ventilen som skal sikre at blæren ikke kommer ut i systemet som begrenser strømningshastigheten fordi strømningskreftene kan påvirke ventilen slik at den kan stenge i korte øyeblikk. Enkelte leverandører kan tilby såkalte "high flow" akkumulatorer som kan klare flow helt opp til i overkant av 2000 l/min uten at ventilen stenger.

Normalt vil en stempelakkumulator kunne gi en større strømming enn en blæreakkumulator. Begrensningene for en normal stempelakkumulator er hastigheten på stampelet som ikke bør overstige 3 m/s på grunn av varmeutvikling i pakninger etc. I slike tilfeller bør det vurderes å bruke flere akkumulatorer i parallell slik at stempelhastigheten går ned. En annen ting er også det som kalles "explosive de-compression" som faktisk er et

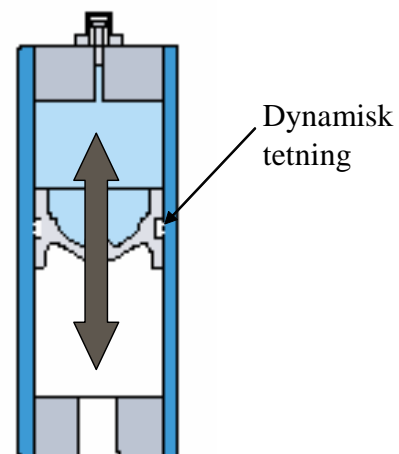
problem for alle gummibaserte pakninger. Hvis oljen i en stempelakkumulator tappes fort ut og gasstrykket faller raskt, kan innestengt gass i gummiene trenge så raskt ut at pakningene revner.

Blære og membranakkumulatorer er mer motstandsdyktige mot forurensninger enn stempelakkumulatorer.



Figur 41

Hvis det er store partikler kan disse skade blæren hvis de kommer i klem mellom skall og blære men en stempelakkumulator har en dynamisk tetning som setter store krav til renhet.



Figur 42

Det er en del vannbaserte hydraulikkvæsker på markedet i dag som har liten smøreevne og disse væskene vil gi stor friksjon for et stempel og en blæreakkumulator vil da være å foretrekke.

Responstid.

Oftestører vi at responstiden på en stempelakkumulator er mye høyere enn for en blæreakkumulator. Dette er en sannhet med modifikasjoner. En stempelakkumulator har ca. 25 ms lengre responstid enn blæreakkumulatoren og det er kun noen få servosystemer som denne forskjellen vil ha noe å si.

I systemer hvor det kan være fare for høyfrekvente vibrasjoner bør ikke en stempelakkumulator benyttes. Vi kan da oppleve at stempelet står og skjelver på samme sted uten at pakningene beveger seg og det utvikles varme som igjen skader pakninger og pakningsflater.

Beregning av nødvendig akkumulatorvolum.

For å beregne nødvendig akkumulatorvolum må man kjenne til hvordan akkumulatoren skal jobbe i systemet.

Vi skiller mellom isoterm og adiabatisk prosesser.

Ved en ren isoterm prosess foregår laddings- og utladningsprosessen sent og med tilnærmet konstant temperatur. Nødvendig akkumulatorvolum for en ren isoterm prosess finnes ved ligningen:

$$V = \frac{dV \cdot \frac{p_2}{p_1}}{1 - \frac{p_2}{p_3}}$$

$$\begin{aligned} V &= \text{akkumulatorvolum} - [\text{liter}] \\ dV &= \text{arbeidsvolum} - [\text{liter}] \\ p_1 &= \text{forrladningstrykk} - [\text{bar}] \\ p_2 &= \text{min .arbeidstrykk} - [\text{bar}] \\ p_3 &= \text{max .arbeidstrykk} - [\text{bar}] \end{aligned}$$

Ved en ren adiabatisk prosess foregår laddings- og utladningsprosessen svært raskt. Vi må da korrigere ligningene ved hjelp av en polytrop-koeffisient (κ). For en toatomig gass som Nitrogen, er det vanlig å bruke 1.4 for κ . I praksis foregår ikke denne tilstandsendingen raskere enn at κ kan settes lik 1.2. Dette må vurderes litt fra system til system. Ligningen for en ren adiabatisk prosess blir da:

$$V = \frac{dV \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}$$

$$\begin{aligned} V &= \text{akkumulatorvolum} - [\text{liter}] \\ dV &= \text{arbeidsvolum} - [\text{liter}] \\ p_1 &= \text{forrladningstrykk} - [\text{bar}] \\ p_2 &= \text{min .arbeidstrykk} - [\text{bar}] \\ p_3 &= \text{max .arbeidstrykk} - [\text{bar}] \\ \kappa &= \text{polytrop-eksponent} \end{aligned}$$

Vi ser ofte en kombinasjon av isoterm og adiabatisk prosess. Det vil si en sen laddings- og rask utladningsprosess. Nødvendig akkumulatorvolum for en slik prosess finnes ved hjelp av følgende ligning:

$$V = \frac{dV \cdot \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1}$$

$$\begin{aligned} V &= \text{akkumulatorvolum} - [\text{liter}] \\ dV &= \text{arbeidsvolum} - [\text{liter}] \\ p_1 &= \text{forrladningstrykk} - [\text{bar}] \\ p_2 &= \text{min .arbeidstrykk} - [\text{bar}] \\ p_3 &= \text{max .arbeidstrykk} - [\text{bar}] \\ \kappa &= \text{polytrop-eksponent} \end{aligned}$$

Eksempel

En akkumulator skal dimensjoneres for å kunne levere 3 liter væske mellom trykkene $p_2=120$ bar og $p_3=210$ bar. Regn ut nødvendig akkumulatorvolum for en ren adiabatisk prosess.

Forladningstrykket (p_1) beregnes som 90% av minste arbeidstrykk:

$$p_1 = p_2 \cdot 0.9 = 120 \cdot 0.9 = 108 \text{ bar}$$

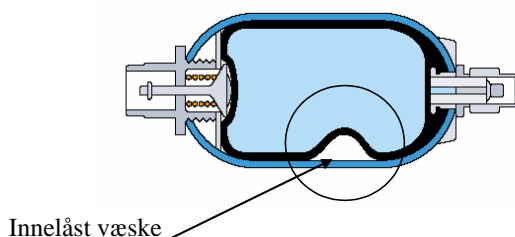
Oppgaven spesifiserer en ren adiabatisk prosess og κ settes derfor til 1.4. Nødvendig akkumulatorvolum blir:

$$V = \frac{dV \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{\kappa}}} = \frac{3 \cdot \left(\frac{120}{90}\right)^{\frac{1}{1.4}}}{1 - \left(\frac{120}{210}\right)^{\frac{1}{1.4}}} = 11.2 \text{ liter}$$

Montering av akkumulatorer.

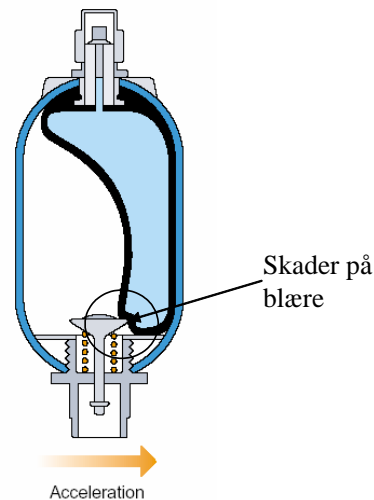
Optimal monteringsposisjon for akkumulatorer er vertikalt. Stempelakkumulatorer har ingen fysiske svakheter som tilsier at den ikke kan monteres i horisontal posisjon men all forurensning vil da legge seg i bunn og slite på pakning og pakningsflaten der og levetiden vil gå ned.

En blæreakkumulator kan også monteres i horisontal posisjon men der kan vi oppleve en redusert virkning av akkumulatorer på grunn av innelåst væske.



Figur 43

Hvis akkumulatoren skal monteres på utstyr som utsettes for kraftige akselerasjoner bør en stempelakkumulator benyttes. I ekstreme tilfeller kan væsken trenge blæren til side og ned slik at den kommer i klem mellom ventil og sete.



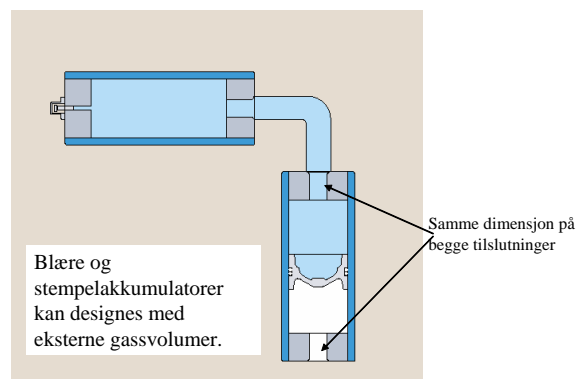
Figur 44

Dette kan medføre at ventilen klipper et fint lite hull i blæren og vi får gass ut i systemet.

NB: MONTER ALDRI EN BLÆREAKKUMULATOR OPP-NED!

Det medfører at væsken går til bunn og blæren opp som en ballong og tetter ventilen. En slik akkumulator er vanskelig å få tømt igjen.

Eksterne gassvolum



Figur 45

Både blære og stempelakkumulatorer kan designes med eksterne gassvolumer. En hovedregel da er at akkumulatorens tilslutning i gass enden skal ha samme dimensjon som tilslutningen i oljeenden for å unngå for stor varmeutvikling.

Skal eksterne gassvolumer benyttes bør en stempelakkumulator designes med max. 90% utnyttelse for å forhindre at stempelet når endestopp. En blæreakkumulator er mer kritisk og den bør ikke utnyttes mer enn 75% før full

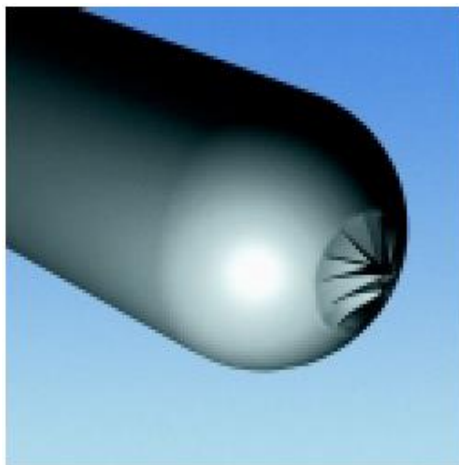
for å forhindre at blæren blir ekstrudert inn i gassvolumet.

Forladning av akkumulatorer

Korrekt forladning av akkumulatorer innebærer å fylle akkumulatorens gass-side med tørr gass – normalt Nitrogen. Det er meget viktig å fylle akkumulatoren med korrekt gas trykk. Normalt er dette 90% av minste arbeidstrykk for blæreakkumulatorer og 95% for stempelakkumulatorer.

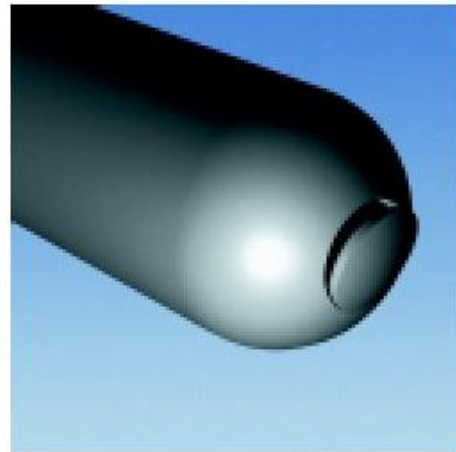
Før fylling av en blæreakkumulator bør den være vætet med væske i væskesiden. Dette for å smøre mellom skall og blære og forhindre skader på blæren under fylling. Sørg for at akkumulatorens væskekammer er tomt før forladningen begynner.

Når fyllingen starter må det starte med å fylle sent de første 5 bar. Dette for at blæren skal sette seg slik den skal og ikke få noen unaturlige posisjoner som ødelegger den. En blære som fylles med en kald gass kan lette sprekke som vist i Figur 46.



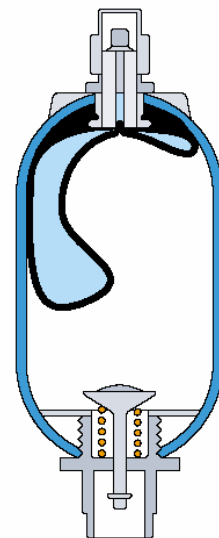
Figur 46

For rask fylling kan også forårsake at blæren kommer i klem under stengeventilen som igjen klipper hull i blæren som vist i Figur 46.



Figur 47

NB. SETT ALDRI TRYKK PÅ EN BLÆREAKKUMULATORS HYDRAULIKKPORT HVIS BLÆREN IKKE ER FORRLADET. DET VIL SKADE BLÆREN.



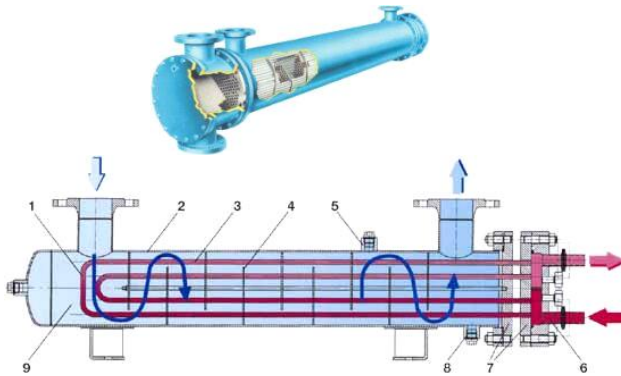
Figur 48

Blæreakkumulatorer som har vært utsatt for trykk på oljesiden uten at gass-siden har vært forladet skal åpnes og inspiseres. Helst skal blæren byttes.

Oljekjølere

Oljekjølere finnes i flere varianter men de mest vanlige er nok olje/vann kjølere og olje/luft kjølere. Vi skal her se på de tre mest brukte typene

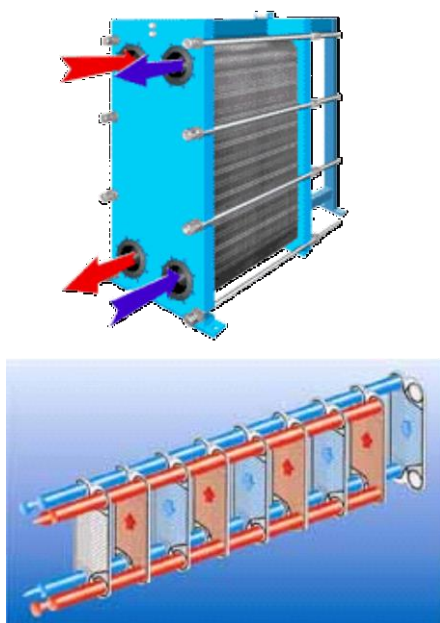
Rørkjøler olje/vann



Figur 49

Rørkjøleren er en robust og enkel kjøler som er godt egnet for systemer som får hard behandling og som ikke så enkelt lar seg bygge inn i annet beskyttende utstyr. Kjøleren er bygget opp med flere rør innvendig som leder den varme oljen rundt i vann. Dette gir en meget god varmeovergang og den kan enkelt bygges opp med spesialrør der hydraulikkvæsken eller kjølemediet er aggressivt som for eksempel sjøvann.

Platekjøler - olje/vann



Figur 50

Platekjøleren for olje/vann leder olje og vann i forskjellige rør hvor det er festet tynne plater hele veien. Disse platene er i et materiale som lett leder varme. Platene sitter annenhver er lagt slik at det er annenhver varm og kald og dermed får vi varmeovergang mellom platene så snart det oppstår temperaturforskjell.

Platekjøler - olje/luft



Figur 51

Plateveksleren for olje/luft er veldig lik plateveksleren for olje/vann men her er det kun plater for varme og en vifte som kontinuerlig blåser kald luft over platene og dermed kjøler platene og mediet.

Ved bruk av oljekjølere er det viktig å ha kontroll på hvor mye vi kjøler. Det er ikke ønskelig at systemet skal operere med for kald olje kontinuerlig da dette kan gi oss lavere virkningsgrad og dårligere smøring enkelte steder. Det er derfor alltid påkrevd med en termostat som overvåker oljetemperaturen og skruer kjølingen av og på ved behov.

Dimensjonering av oljekjølere.

Å dimensjonere oljekjølere blir lett en mengde ligninger med mange ukjente faktorer. Det er derfor anbefalt å kontakte leverandører av kjølere for de endelige beregningene. Men, vi kan gjøre enkle beregninger selv som gir ganske gode pekepinner på hva vi kan forvente oss av dimensjoner.

La oss tenke oss at vi har et system som trenger å ettermontere en kjøler. Vi starter med å finne ut hva dette systemet utvikler av varmeeffekt. Som tidligere nevnt er væsken i et hydraulikksystem også en god varmetransportør og den enkleste måten å finne ut hva systemet utvikler av overskuddsvarme vil derfor være å gjøre en del målinger direkte i reservoaret.

Vi finner følgende data:

T_1 = temperatur ved start [°C]
 T_2 = temperatur ved slutt [°C]
 T = måleperiode [sekunder]
 V = væskevolum i reservoar [m³]
 P = væskens egenvekt [kg/ m³]
 C = spesifikk varmekap. for væsken [J/kgK]

Disse dataene kan vi sette inn i i følgende ligning for å finne varmeeffekten som utvikles i dette systemet.

$$P_v = \frac{V \cdot \rho \cdot c \cdot (T_2 - T_1)}{t} [W]$$

Hvis vi istedenfor disse målingene vet hvor varmen utvikles, kan vi enkelt regne ut systemets varmeutvikling slik vi så på under termodynamikken i del 1 av kompendiet. Vær da klar over at systemet også avgir varme til omgivelsene og at dette må tas høyde for.

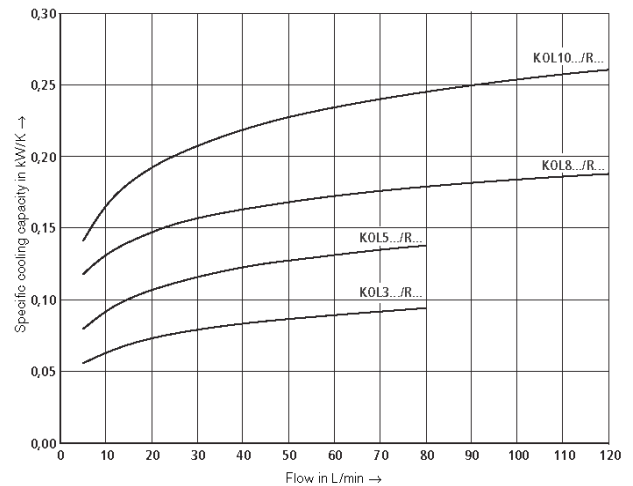
Når vi har funnet varmeenergien som systemet utvikler, brukes denne igjen til å finne oljekjølerens spesifikke kjølekapasitet [W/K].

$$P_{01} = \frac{P_v}{T_{opt} - T_{med}} [W / K]$$

T_{opt} = ønsket operasjonstemperatur [°C]
 T_{med} = temperatur på kjølemediet [°C]

Oljekjølerens spesifikke kjølekapasitet er et tall som forteller oss hvor mye effekt oljekjøleren leder bort for hver grad senkning i væskens temperatur.

Den spesifikke kjølekapasiteten må i tillegg korrigeres for økt flow i systemet. Dette gjøres i egne diagrammer som finnes i leverandørenes datablader. Figur 52 viser et slikt diagram for olje/luftkjølere fra BoschRexroth.



Figur 52

Eksempel:

Vi har et reservoar med 230 liter olje. Denne oljen varmes opp fra 25 til 60°C i løpet av 90 minutter.

Vi ser av væskens datablad at den har en midlere egenvekt i dette temperaturområde på 915 kg/m³ og en spesifikk varmekapasitet på 1880 J/kgK.

Varmeenergien som utvikles blir da:

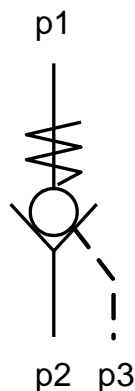
$$P_v = \frac{0.23 \cdot 915 \cdot 1880 \cdot (60 - 25)}{90 \cdot 60} = 2564 [W]$$

Hvis vi skal sette inn en olje/luftkjøler, lufttemperaturen er 25 °C og ønsket driftstemperatur er 50 °C vil nødvendig spesifikk kjølekapasitet for denne kjøleren være:

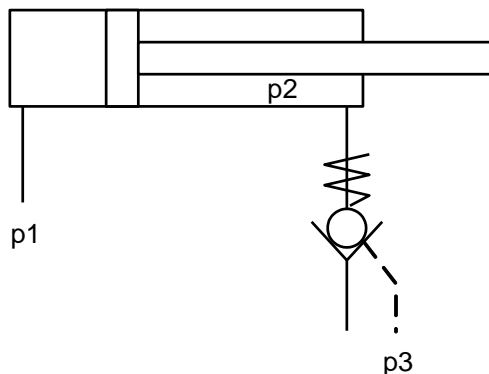
$$P_{01} = \frac{2564}{50 - 25} = 102.5 [W / K]$$

Oppgaver til del 2

1. Tegn detaljert symbol for en variabel pumpe med konstant trykk regulering.
2. a) Beskriv virkemåten til en lastsenkeventil.
b) Nevn minst 3 forskjellige navn på en lastsenkeventil.
3. Vi skal velge en pilotoperert tilbakeslagsventil for et system. Ventilen har et arealforhold på 1:4.5.
a) Hva blir nødvendig pilottrykk (p_3) for å åpne ventilen hvis p_1 er 207 bar og p_2 er 0 bar?
b) Hva blir nødvendig pilottrykk hvis p_2 stiger til 20 bar.



4. En sylinder med dimensjonene 100/50-500 er satt opp med en pilotoperert tilbakeslagsventil med ekstern pilot som vist i figuren under.



Det settes på et systemtrykk på 200 bar i p_1 uten å trykksette p_3 .

Hva blir trykket p_2 i sylinderens stangside.

5. Tegn symbolet for en 4/3-veis ventil med åpen P \rightarrow T i senter og kryss/parallellell ellers. Ventilen skal være magnetoperert med fjærsentrering.
6. Et akkumulatorsystem som designes med eksternt gassvolum skal designes. Hvor mye kan vi utnytte volumet i akkumulatoren
a) Blæreakkumulator
b) Stempelakkumulator
7. En akkumulator skal dimensjoneres for å kunne levere 3 liter væske mellom trykkene $p_2=120$ bar og $p_3=210$ bar. Bruk forladningstrykk som for en blæreakkumulator.

a) Regn ut nødvendig akkumulatorvolum for en isoterm prosess

b) Regn ut nødvendig akkumulatorvolum for en *tilnærmet* adiabatisk prosess.

c) Regn ut nødvendig akkumulatorvolum for en kombinert isoterm og adiabatisk prosess.

8. Vi har et reservoar med 400 liter olje. Denne oljen varmes opp fra 25 til 70°C i løpet av 120 minutter. Vi ser av væskens datablad at den har en midlere egenvekt i dette temperaturområde på 915 kg/m³ og en spesifikk varmekapasitet på 1880 J/kgK.

a) Finn varmeenergien som utvikles

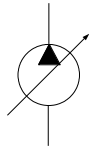
Det må settes inn en oljekjøler og kjølemediet holder 15 °C.

b) Finn nødvendig spesifikk kjølekapasitet for en optimal driftstemperatur på 50°C.

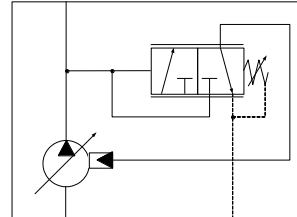
Løsninger til oppgaver

Oppgave 1.

Symbolet for en variabel pumpe med konstant trykk-regulering blir slik:



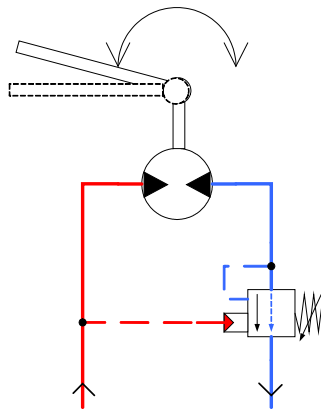
Forenklet symbol



Detaljert symbol/skjema

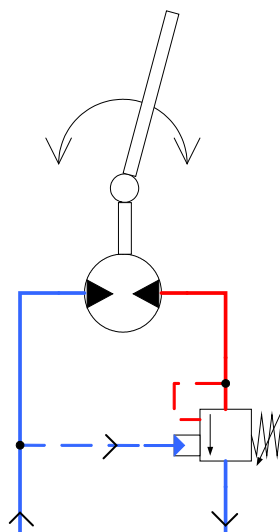
Oppgave 2.

Virkemåten til en lastsenkeventil er som følger:



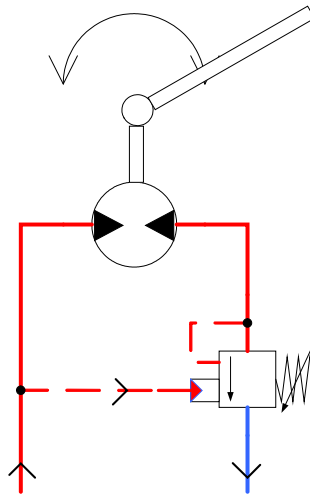
Vi tenker oss en motor som vrir rundt en aksel som åpner en luke til et lasterom. Luken skal vris 180° og vi starter med å åpne fra pumpen til motorens A tilslutning. Da vil det bygge seg opp et trykk i linjen fra motoren og tilbake i linjen.

Dette trykket vil som kjent forplante seg likt i hele volumet og vi ser at vi da får trykk på lastsenkeventilens pilot og den åpner. Luken kan nå løftes fritt.



Idet luken passerer senter, eller vertikal posisjon, vil motoren starte å gå som en pumpe på grunn av lastens påvirkning.

Da vil motoren suge fra A siden og hvis ikke pumpen mater etter nok, vil trykket synke, pilottrykket forsvinne og lastsenkeventilen stenge.



For å senke lasten kontrollert videre, må vi bygge opp trykket på motorens A side igjen. Da vil lastsenkeventilen åpne og slipper igjennom strømning fra motorens B-side.

Så snart vekten av luken gjør at motorens pumpeeffekt reduserer trykket i A-siden, vil lastsenkeventilen bremse på B-siden og trykket vil bygge seg opp igjen.

Oppgave 3.

a) Nødvendig pilottrykk for å åpne ventilen blir:

$$p_{pilot} = \frac{207}{4.5} = 46bar$$

b) Nødvendig pilottrykk hvis trykket nedstrøms (p2) stiger til 20 bar blir:

$$p_{pilot} = \frac{207 - 20}{4.5} = 41.6bar$$

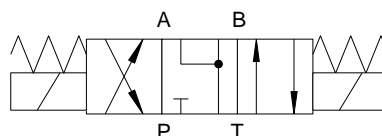
Oppgave 4.

Trykket p2 blir:

$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2 \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \frac{A_1}{A_2} = 200 \cdot \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 100^2}{\frac{\pi}{4} \cdot 100^2 - \frac{\pi}{4} \cdot 50^2} = 200 \cdot \frac{7854}{5890.5} = 267bar$$

Oppgave 5.

Symbolet for en 4/3-veis ventil med åpen P->T i senter, kryss parallell ellers, magnetoperert og fjærsentrering blir slik:



Oppgave 6.

- a) I en blæreakkumulator kan volumet utnyttet 90%.
- b) I en stempelakkumulator kan volumet utnyttet helt opp til 95%.

Oppgave 7.

- a) Nødvendig volum ved en isoterm prosess:

Velger å utnytte 90% av akkumulatorvolumet:

$$p_1 = p_2 \cdot 90\% = 120 \cdot 0.9 = 108 \text{ bar}$$

Volumet blir da:

$$V = \frac{dV \cdot \frac{p_2}{p_1}}{1 - \frac{p_2}{p_3}} = \frac{3 \cdot \frac{120}{108}}{1 - \frac{120}{210}} = \frac{3 \cdot 1.11}{1 - 0.57} = 7.75 \text{ liter}$$

- b) Nødvendig volum ved en tilnærmet adiabatisk prosess:

Velger å utnytte 90% av akkumulatorvolumet:

$$p_1 = p_2 \cdot 90\% = 120 \cdot 0.9 = 108 \text{ bar}$$

Da prosessen er en tilnærmet adiabatisk prosess settes $\kappa = 1.2$

Volumet blir da:

$$V = \frac{dV \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{\kappa}}} = \frac{3 \cdot \left(\frac{120}{108}\right)^{\frac{1}{1.2}}}{1 - \left(\frac{120}{210}\right)^{\frac{1}{1.2}}} = \frac{3 \cdot 1.091}{1 - 0.626} = 8.75 \text{ liter}$$

- c) Nødvendig volum ved en kombinert isotherm og adiabatisk prosess:

Velger å utnytte 90% av akkumulatorvolumet:

$$p_1 = p_2 \cdot 90\% = 120 \cdot 0.9 = 108 \text{ bar}$$

Da prosessen er en kombinert prosess og vi ikke har oppgitt noe om tilnærming etc. For den adiabatisk delen, settes $\kappa = 1.4$

Volumet blir da:

$$V = \frac{dV \cdot \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1} = \frac{3 \cdot \left(\frac{210}{108}\right)^{\frac{1}{1.4}}}{\left(\frac{210}{120}\right)^{\frac{1}{1.4}} - 1} = \frac{3 \cdot 1.608}{1.491 - 1} = 9.83 \text{ liter}$$

Oppgave 8.

- a) Varmeenergien som utvikles i tanken er:

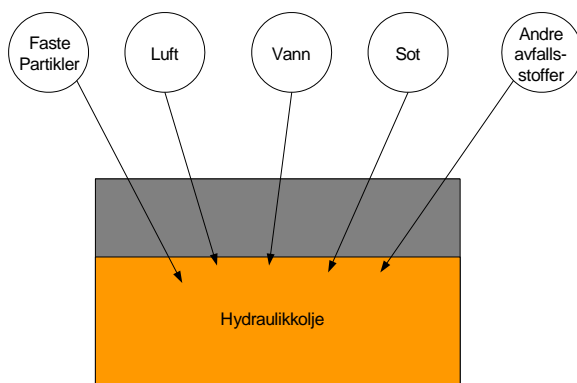
$$P_v = \frac{V \cdot \rho \cdot c \cdot (T_2 - T_1)}{t} = \frac{400 \cdot 10^{-3} \cdot 915 \cdot 1880 \cdot (70 - 25)}{120 \cdot 60} = 4300.5 \text{ W}$$

- b) Nødvendig spesifikk kjølekapasitet er:

$$P_{01} = \frac{P_v}{T_{opt} - T_{med}} = \frac{4300.5}{50 - 15} = 122.87 \text{ W / K}$$

3 Filtrering.

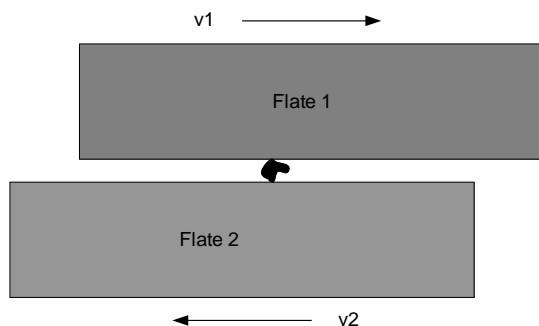
Hva er forurensning i et hydraulikksystem? Når vi snakker om forurensninger i oljen tenker vi ofte på partikler og spon. Men, forurensninger er alle fremmedelementer som finnes i væsken. Faste partikler og spon kommer fra slitasje på komponenter og/eller dårlig rengjøring under montasje av systemet. Luft, vann og sot kommer fra oljens oksydasjonsprosess. Andre avfallsstoffer kommer fra systemkomponenter som brytes ned over tid. Dette kan for eksempel være gummirester fra pakninger etc.



Figur 1.

Vi kommer her til å konsentrere oss om forurensninger fra faste partikler fordi det er det vi oftest har problemer med i felten.

Faste partikler i hydraulikksystemer kan skape store skader og lengre driftstans. En påstand er at det ikke finnes hydraulikksystemer som har stoppet på grunn av for lite forurensning. Men det finnes utrolig mange som stopper på grunn av det motsatte.

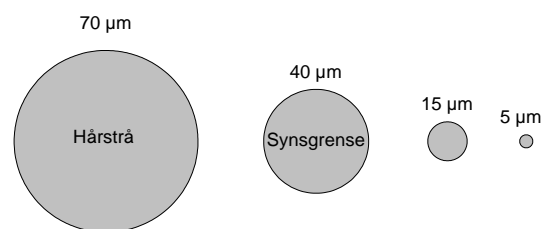


Figur 2.

Noe av grunn-designet for hydraulikk-komponenter er små/trange spalter hvor flater beveger seg i forhold til hverandre og kun

adskilt og smørt av en tynn oljefilm. Kommer det faste partikler inn mellom disse flatene som vist i Figur 2 kan dette forårsake økt internlekkasje og lavere systemvirkningsgrad og etter en tid totalhavari.

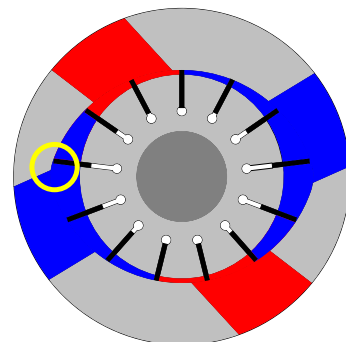
Hvor store er partiklene i et hydraulikksystem?
Det er feil å tro at man kan bestemme om oljen er ren ved å se på den eller kjenne på den mellom fingrene. Man kan i mange tilfeller se om det er luft, vann eller sot i oljen men flere typer faste partikler som kan gi driftstans kan kun ses i mikroskop.



Figur 3.

Figur 3 viser litt forholdene vi snakker om. Et hårstrå er ca. 70 µm (70/1000 mm) i diameter. Det kan vi se med det blotte øyet – i alle fall med lesebrillene på. Synsgrensen for friske øyer går ved ca. 40 µm. Spalter mellom for eksempel sleide og hus er ofte mindre enn 10 µm. Da sier det seg selv at vi må ta i bruk hjelpemidler som mikroskop for å kunne identifisere forurensningene.

Hvis vi ser på en vingepumpe. Her har vi klaringer som i teorien er 0 mm men som i realiteten er en ørliten klaring hvor partikler kan sette seg fast og forårsake stor skade i form av økt lekkasje og lavere virkningsgrad



Figur 4.

Klaringene mellom vingen og huset kan være under 1 µm og med de kreftene vi her snakker

om så kan en enkelt partikkel forårsake store skader.

Hva slags skader kan faste partikler forårsake i et system?

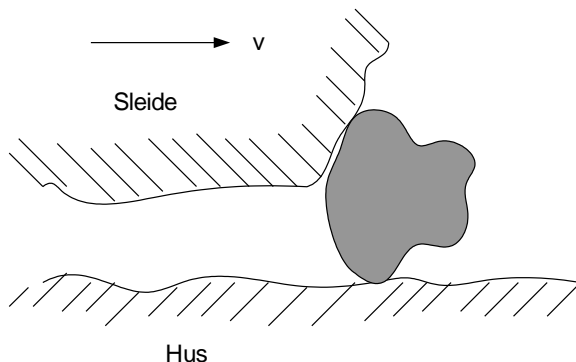
Faste partikler i oljen kan forårsake forskjellige typer skader. Vi kan dele de inn i 5 hovedgrupper.

- Økt friksjon.
- Overflate slitasje (sliping) og erosjon
- Tetning av spalter og strupinger
- Økt lagerslitasje
- Varmgang og redusert levetid på oljen.

Økt Friksjon

Økt friksjon kommer av at partikler setter seg fast i spaltene mellom to bevegelige overflater. Resultatet blir at komponenten, for eksempel en sleideventil, går tregt. I værste fall kan sleiden sette seg fast.

Partiklene må være større enn spalten og relativt hard for at skaden skal oppstå. Er partiklene over 15 my finnes det en risiko for økt friksjon i de fleste komponenter.



Figur 5.

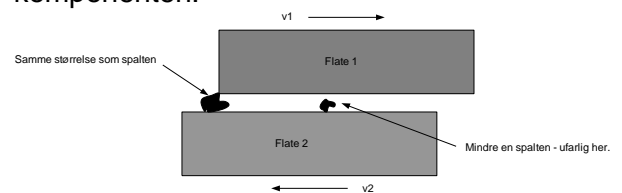
Økt friksjon merkes i ventiler ved at sleiden går langsommere eller at den ikke går i det hele tatt. Åpner man ventilen er det ikke sikkert at man finner noe som helst fordi partiklene er så små at det ikke er mulig å se det med det blotte øyet. Ofte når man setter ventilen sammen igjen kan den virke helt bra igjen. Dette er noe vi alle erfarer fra tid til annen og det er ikke lett for en ventilleverandør å forklare dette for kunden så lenge man ikke kan vise frem syndere".

Når enkelte andre komponenter får økt friksjon på grunn av partikler merkes det ikke med en gang men de store partiklene lager riper i overflatene slik at oljen kan lekke forbi og ødelegge smørefilmen. Slike skader har en tendens til å komme meget raskt fordi følgene av en partikkel-ripe er generering av flere partikler og vi får en rask økning av partikkelforurensningen i systemet. Vi ser ofte såkalt plutselige pumpehavari på grunn av dette.

Årsaken til disse skadene er manglende rutiner under montasje og vedlikehold av systemer. Er systemet rent i utgangspunktet vil ikke denne type skade oppstå før det kommer partikler inn i systemet og de kommer som oftest utenfra når systemene åpnes for vedlikehold.

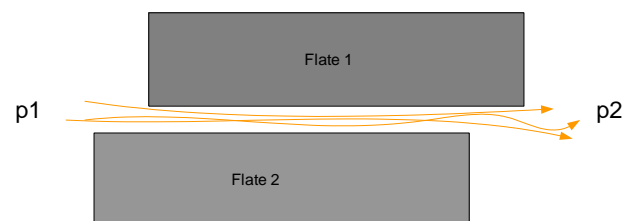
Sliping

Sliping forårsakes av partikler som har tilsvarende størrelse som spaltene. Disse partiklene blir fanget i spaltene og vil virke som en slipepasta. Dette gir igjen en økning av spalten med påfølgende økt internlekkasje i komponenten.



Figur 6.

Slike partikler er også farlige for lagrene i roterende maskineri. Tester har vist at hvis partiklene er i størrelsesorden 10 µm eller større, kan lagerets livslengde begrenses helt ned til 1% av den kalkulerede livslengden.



$$Q = C \cdot \frac{\Delta p \cdot h^3}{\nu}$$

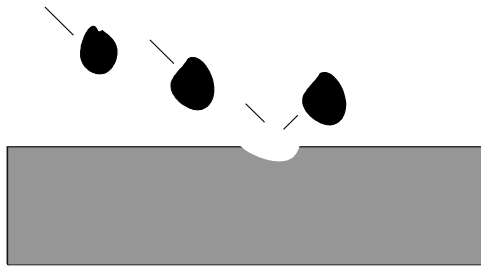
Figur 7.

Hvis vi ser på utregningen av en strømning gjennom en spalte ser vi at spaltens høyde er opphøyd i tredje potens. Det vil si at spaltens høyder har mest å si for en internlekkasje.

En annen ting vi må huske på er at energien er konstant. En trykksatt væske inneholder mye energi som vi brenne" av i en slik spalte. Energien går da over i varme og når varmen i væsken øker, synker viskositeten og internlekkasjen øker. Når internlekkasjen igjen øker, øker energien vi brenner av og viskositeten synker og når viskositeten synker osv..... Til slutt har systemet en lav virkningsgrad og varmen i væsken er så høy at væsken raskt forringes.

Erosjon

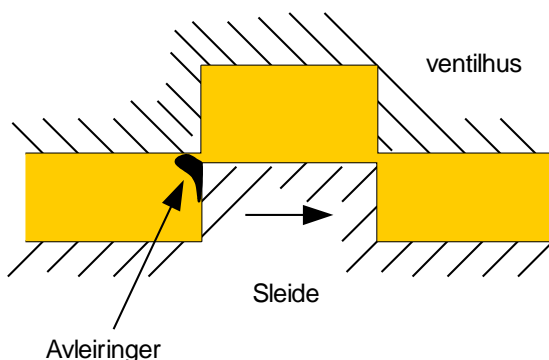
Erosjon kommer av partikler som med stor hastighet treffer overflater og sliter bort materiale. Dette er et fenomen som ikke bare ødelegger komponentene men også genererer nye partikler som igjen sliter på flatene.



Figur 8.

Avleiringer

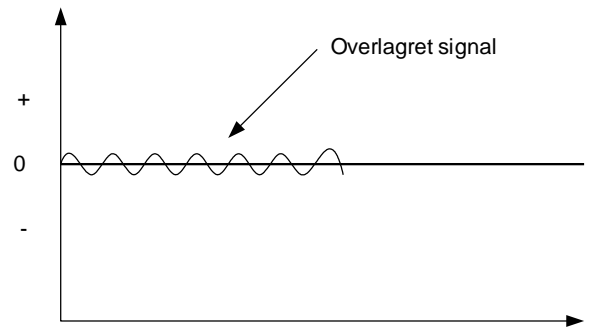
Forurensninger i oljen kan ofte legge seg som et belegg på sleider og viktig geometri innvendig i ventiler som igjen kan endre ventilenes karakteristikk betraktelig.



Figur 9.

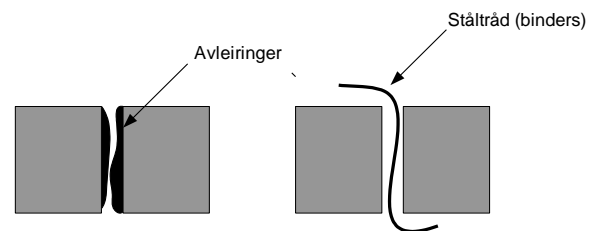
Slike avleiringer forekommer ofte på proporsjonale styreelementer med små spalter som for eksempel servo og proporsjonalventiler.

Et triks for å forhindre dette kan være å legge på et lite overlagret styresignal som lar sleiden vibrere med lav amplitude og høy frekvens som vist i Figur 10.



Figur 10.

Ofte ser vi at dyser tetter seg på grunn av avleiringer. Et tips kan da være å øke dysediameteren litt og tre en ståltråd gjennom og bøye den til på hver ende. Da vil ståltråden bevege seg når systemet er i drift og det er strømming gjennom dysen. Avleiringer hindres da å bygge seg opp i denne spalten.



Figur 11.

Skader som forårsakes av vann i oljen

(Dette avsnittet gjelder ikke for systemer som bruker vann eller vannbaserte væsker som hydraulikkvæske.)

Vann i oljen er oftest et problem for anlegg som opererer under vann eller under store temperaturvariasjoner (kondensering). Men vann kan også komme inn i oljen som følge av en feil i systemet som for eksempel lekkasje i en vannkjøler.

Oljer har en hvis egenskap til å oppta noen tiendels prosenter vann i molekylform. Resten av vannet over denne grensen er i dråpeform og fordi vann har en høyere egenvekt enn olje, vil vannet synke til bunnen der oljen er i ro. Frie vanndråper i oljen gjør at oljen får problemer med å holde smøreflatene mellom bevegelige deler og vi får metallisk kontakt med generering av faste partikler.

Overflater som ikke er behandlet vil raskt ruste. Vi får da tilført faste rustpartikler i oljen. De fleste ventilerne i handelen er laget med hus i kulegrafittjern. Dette på grunn av jernets

porøse struktur som tar opp en del olje samt grafittinnholdet i jernet som sammen med oljen gir en meget god smøreeffekt. Ulempen med dette materialet er at det er lite motstandsdyktig mot korrosjon og det er vanskelig å stoppe en allerede påbegynt korrosjon.

Frostspreng forekommer på anlegg som står ute om vinteren eller i andre kalde omgivelser som for eksempel fryselager. Hvis vi får frostspreng i ventiler og blokker kan vi få svekkede komponenter som ikke lenger tåler høytrykk eller vi kan i verste fall få ødelagte komponenter eller kortslutning mellom to løp i en ventilblokk.

Oksydasjon er en kontinuerlig prosess som sakte bryter ned oljen. Med vann i oljen vil denne prosessen gå raskere og vi kan lett se symptomene på dette ved at filtrene hele tiden tetter seg av en geleignende masse. I verste fall kan vi få bakterievekst (diesel-dyr) og da må hele systemet rengjøres grundig med kjemikalier.

Oljen er ofte valgt for et system med fokus på spesielle egenskaper. Tilføres det vann i oljen vil disse egenskapene endres og systemet kan begynne å oppføre seg merkelig. Smøreegenskapene er allerede nevnt men vi må også huske på oljens viskositet og bulkmodul. Endres disse egenskapene dramatisk vil vi få endrede lekkasjer og responstider. Ofte ser vi dette ved at laster som senkes ikke har en jevn gange lenger eller at små pilotventiler "hyler" på grunn av svingninger.

Skader som forårsakes av luft i oljen

Hvis et system oppfører seg rart under oppstart, vil 50% av tilskuerne nikke og være enige om at dette nok skyldes luft i oljen. Det er nok ikke alltid tilfelle.

Lufta i oljen øker hastigheten på oksydasjonsprosessen. Men det farligste med luft i oljen er nok at luften endrer oljens egenskaper betraktelig. Da er det særlig oljens bulkmodul som senkes. Systemene blir "myke" og vi får en forsinkelse på alle operasjoner.

Luften øker også faren for kavitasjon og små tilfeller av eksplosjoner (dieseleffekten) som

sliter ut komponenter og genererer faste partikler.

En annen ting som vi ofte ser er at i sylindere kan luften skilles ut fra oljen og utgjøre en uønsket akkumulator i et kammer.

Hvor kommer forurensningene fra?

Vi har frem til nå sett på hvilke typer forurensning som kan forekomme i et hydraulikksystem og hva slags skade disse forurensningene gjør. La oss se nærmere på hvordan partikkel-forurensningene kommer inn i systemet.

Hvis vi deler et hydraulikksystems "liv" inn i tre hovedgrupper så kan vi enklere se på hva det er som forårsaker partikkelforurensningen.

- Produksjon og montasje
- Vedlikehold
- Normal bruk

La oss begynne med produksjon og montasje.

Type partikler	Årsak
Metallspen	<ul style="list-style-type: none"> •Dårlig grading og rengjøring etter maskinering. •Fittings og målepunkter er montert inn uten bruk av smøremiddel. •Montasjen har foregått i urene omgivelser.
Sand	•Dårlig rensed støpegods (ventilhus)
Sveiseperler, slagg og glødeskall	•Dårlig rengjøring etter sveising
Gummi	•Monteringskade på slanger eller pakninger.
Gjengeteip	•Feil montering
Støv	<ul style="list-style-type: none"> •Lagring/transport uten tilstrekkelig plugging av tilslutninger. •Montering i urene omgivelser.

Figur 12.

Tabellen over viser noen eksempler på hvordan partikkelforurensningene kommer inn i systemet. Allerede under produksjon av inngående komponenter må vi ta tak i dette problemet. Får vi partikkelforurensninger i systemet under montasjen har vi et system som er på vei nedover i virkningsgrad allerede fra første dag.

Det beste hadde selvfølgelig vært å montere systemet i et ren-rom for deretter å plumbere

slik at ikke forurensningene kom inn. Men vi trenger ikke gå så drastisk til verks. Bare sørg for å lage eller følge riktige prosedyrer på dette så er mye gjort. Vi har vel alle sett hvor enkelt det er å ringe til "slangebilen" fra TESS eller andre og la de montere slangene på stedet som siste del av montasjen. Da er det sjeldent tid til noe godt renhold av disse slangene og de er stappfulle av partikler etter montasjen. *Husk det!*

Vedlikehold av systemene skal foregå i rene omgivelser. Det er ikke alltid praktisk mulig å få dette til og da er det desto viktigere å ta dette i betraktning allerede når man designer kretsene.

Hvordan måles og verifiseres forurensningene?

Forurensningene i et hydraulikksystem kan måles ved hjelp av forskjellige metoder. Vi vil her kun se på partikkelforurensning og kun nevne at for å identifisere annen type forurensning må det gjøres av spesialfirmaer som har spesialutstyr for dette.

Vi skal ikke gå inn på hvordan selve partikkeltellingen foregår men kort fortelle at det i industrien i dag er to metoder som er mest vanlig.

Manuell partikkeltelling ved hjelp av mikroskop og referanseprøver.

Partikkeltelling ved hjelp av mikroskop og referanseprøver er beskrevet i ISO 4407. Fordelen med å bruke denne metoden er at man kan gjøre seg opp en mening om hva slags partikler det er i oljen. Stålparkler fra montasje eller slitasje, gummiparkler fra slanger etc. Ulempen er at det er tidkrevende å utføre en måling.



Figur 13.

Automatisk partikkeltelling ved hjelp av membraner og differansetrykk.

Automatiske partikkeltellere som vist i Figur 14, brukes også på en del utstyr for å kontinuerlig overvåke tilstanden til maskineriet.

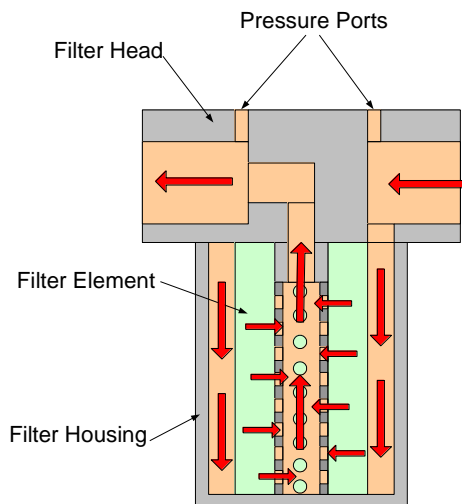
Partikkeltelleren tar da prøver med jevne intervaller og vedlikeholds ansvarlig kan ut fra partikkelutviklingen bedre planlegge vedlikeholdet samt forebygge eventuelle havari.



Figur 14.

Hvordan virker et filter?

Det finnes omtrent like mange filterdesign som det finnes filtre og derfor går vi ikke inn på detaljer men kun viser prinsippet for et såkalt "inline-filter".



Figur 15.

Dette filteret er designet for å settes i systemet og lar oljen passere gjennom. Mesteparten av partiklene vil bli fanget opp av filterelementet og blir værende der.

For å overvåke slike filtre er de ofte utstyrt med trykkporter slik at vi kontinuerlig kan lese av differansetrykket over filteret. Hvis differansetrykket øker er det tegn på at filteret begynner å bli tett. Ofte er det også en fjærbelastet tilbakeslagsventil mellom innløpsport og utløpsport som vil åpne hvis filteret tetter seg. På systemer som opererer utendørs i kaldt vær kan store trykkfall over filteret bli tolket som om filteret er tett.

Vi ser at et filter er retningsbestemt. Hvis væsken strømmer motsatt vei vil partiklene presses tilbake i systemet igjen.

Hva slags forurensningsnivå kan aksepteres?

Vi har hitil kun snakket om forurensninger og hva slags skader disse kan påføre systemet. Men ingenting er ennå sagt om hva vi bør kunne akseptere av forurensning. Det er jo helt klart at vi ikke klarer å få et system 100% rent og da må vi bestemme oss for et nivå som kan aksepteres. Det er flere faktorer som spiller inn når dette skal bestemmes.

Tilførsel av forurensninger – et system som står i et smelteverk trenger en del mer filtrering enn et som står på et laboratorium.

Komponentenes følsomhet for forurensninger - noen komponenter er mer følsomme enn andre. En servoventil setter strengere krav til renheten enn en kuleventil. En god regel er ofte å sette systemets renhetskrav til det den

mest "følsomme" komponenter krever. Er dette mer enn hva som er praktisk mulig å få til, bør kanskje denne komponenten byttes ut.

Kostnader ved systemstans bestemmer nivået for "redundance" eller parallelle komponenter. Systemer som må kunne operere kontinuerlig, som for eksempel hydraulikksystemer for oljeproduksjon, har alltid parallelle filtre med muligheter for å bytte ett av filterne mens systemet er i drift.

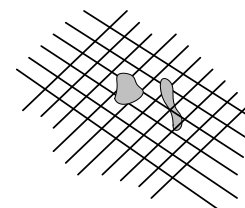
Filterkostnaden er mange ganger et tema men det bør ikke være det når man tenker på konsekvensene av for dårlig filtrering.

Systemtrykket og belastningene på motorer etc. er bestemmende på om man skal være konservativ eller ikke. Høye trykk setter store krav til smørefilmen. Spalter og klaringer mellom bevegelige komponenter er ofte små som lar seg lett tetter igjen.

Systemets arbeidssekvens kan være med å bestemme serviceintervallene. Det er ikke sikkert at det er oljens partikkelinnhold som er bestemmende for at systemet må rengjøres. For spesialverktøy og andre systemer som sjelden er i bruk kan det være at oljen er gammel eller kanskje den har for høyt vanninnhold.

Hvordan bestemmes filtreringsgraden for et filter?

Tidligere ble et filter spesifisert med en såkalt "absolutt" filtreringsgrad. Med det spesifiserte man egentlig maskevidden på filterduken. Problemet med dette var at partiklene ikke alltid er runde. Et filter med 15 μm absolutt filtrering kan godt slippe igjennom partikler som er over 100 μm lange, bare tykkelsen er under 15 μm som Figur 16 illustrerer.



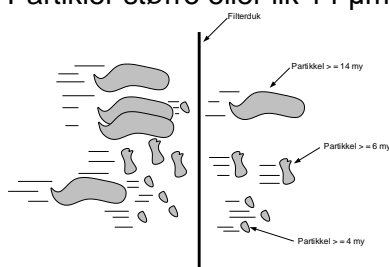
Figur 16.

Denne måten å spesifisere filterne på er på vei ut og vi har nå fått ISO standarder som spesifiserer filtreringsgraden for oss.

ISO 4406 er en slik standard og vi skal ta en kort gjennomgang her og henviser brukere til å lese standarden og bruke denne når filtreringsgraden i et system skal bestemmes.

Standarden går kort fortalt ut på å spesifisere hvor mange partikler som er tillatt i en væskeprøve på 1ml etter filtrering. Partiklene graderes i tre klasser.

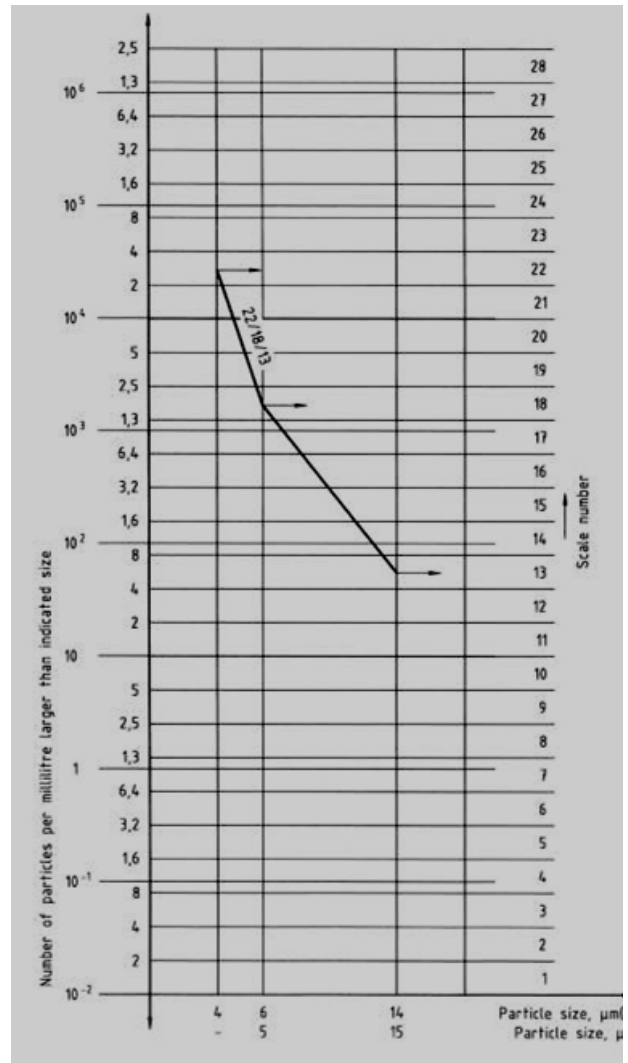
- Partikler større eller lik 4 μm .
- Partikler større eller lik 6 μm .
- Partikler større eller lik 14 μm .



Figur 17.

Antallet partikler pr kvadrat-millimeter på en prøvebrikke gir et nummer på en beregningsskala som er spesifisert i ISO 4406 og hvilket gir en god kontroll på væskens forurensningsnivå.

I det daglige liv er partiklene for 4 μm og 6 μm slått sammen til en skala 5 μm og 14 μm gjort om til 15 μm . Dette fordi dette er mer praktisk å bruke i et mikroskop og på allerede eksisterende sammenligningsprøver.



Figur 18.

Tabellen i Figur 18 viser skalaen fra ISO 4406. Linjen som er tegnet inn viser antall partikler som er tillatt i en 1 ml væskeprøve med renhetsklasse 22/18/13.

Hvis vi bruker en automatisk partikkelteller vil vi angi følgende:

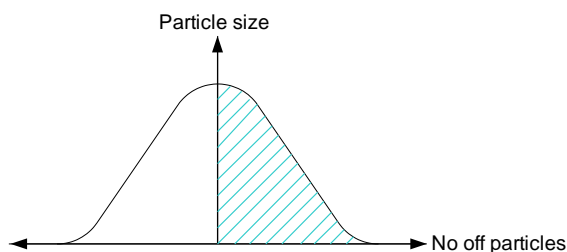
- Mellom 20.000 og 40.000 partikler som er større eller lik 4 μm
- Mellom 1.300 og 2.500 partikler som er større enn eller lik 6 μm
- Mellom 40 og 80 partikler som er større eller lik 14 μm

Hvis den samme prøven skal analyseres i et mikroskop, bruker vi kun de to største verdiene for partikkelstørrelsene 5 og 15 μm . Det vil si at denne prøven bli angitt som følger:

- Mellom 1.300 og 2.500 partikler som er større enn eller lik 5 µm
- Mellom 40 og 80 partikler som er større eller lik 15 µm

En annen standard som er mye brukt i offshore og flyindustrien er NAS 1638.

Den bruker statistikk og normalfordelingskurven som grunnlag. Den graderes fra 0 (00) og oppover og ved for eksempel NAS 1638 Class 6, er det tillatt med 8 partikler over 100 µm og med en jevn fordeling av mindre partikler etter denne kurven.



Figur 19.

Dette er en mye brukt standard som egentlig ikke sier hvor stor største partikkel er men kun baserer seg på statistikk og matematiske "antagelser" men den gir i vertfall et holdepunkt og en referanse på systemets renhet. Når et systems filtreringsgrad skal bestemmes er det ofte vanlig å bruke kravet fra den komponenten som har det strengeste kravet til renhet som utgangspunkt. I tillegg bør også enkelte andre betraktninger legges til grunn.

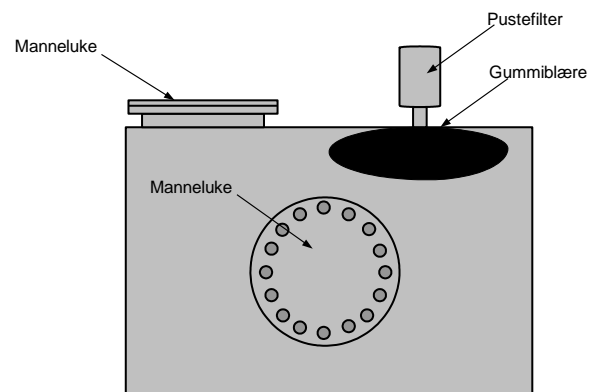
Renhetsklasse iht ISO 4406		Maksimum antall partikler pr. 100 ml.		Tilsvarende klasse i NAS 1638	Systemtype	Anbefalt µm filterstørrelse
5 µm	15 µm	5 µm	15 µm	Class	Beskrivelse	Bx = 75
13	9	4000	250	-3	Styresystemer med ekstremt høye krav til renhet som for eksempel laboratorier, fly og romfart.	1 - 2
15	11	16000	1000	-5	Høy presisjons servosystemer med lang livslengde som for eksempel fly, verktøymaskiner og roboter.	3 - 5
16	13	32000	4000	-6	Systemer med små fløyer og små ventiler. Vanlig for undervannskontrollsystemer	10 - 12
18	14	130000	8000	-8	Mest vanlige klasse som brukes på de fleste industri, marine og mobil hydraulikkssystemer	12 - 15
19	15	250000	16000	-10	Samme som for forrige klasse men da for systemer med høy flow (>500 l/min)	15 - 25

Figur 20.

Tabellen i Figur 20 viser noen betraktninger som kan brukes som retningslinjer for valg av

filtreringsgrad på systemer. Vær oppmerksom på at dette kun er veiledende og at filterleverandører kan gjøre vurderinger fra system til system på filtreringsgrad og plassering av filtre for å oppnå best mulig resultat.

Hvordan designer og bygger vi et system med tanke på renhet?



Figur 21.

Vi starter med et reservoar. Det må bygges med tanke på enkel rengjøring og enkle forholdregler for at det ikke skal tilføres nye partikler under vanlig bruk og normalt vedlikehold. Den må utstyres med store manneluker som forenkler rengjøring av tanken. Hvis tanken har en komplisert utforming innvendig, må tanken utstyres med flere luker for å gi tilgang overalt. Mannelukene bør monteres på flenser som forhindrer forurensninger å komme inn i tankene ved montasje av lukene.

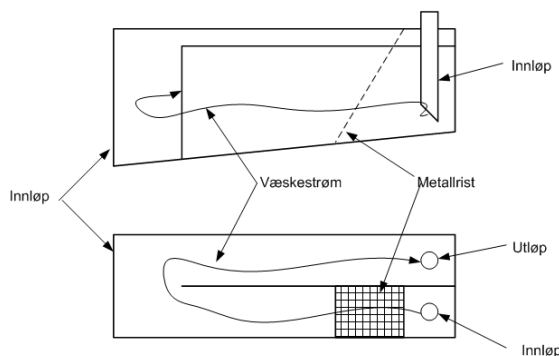
Pustefilteret må designes med tilstrekkelig kapasitet og hvis reservoaret skal plasseres på steder med stor luftforurensning eller fuktig luft, bør pustefilteret utstyres med en blære som dimensjoneres for volumdifferansen. Da forhindres det at oljen kommer i direkte kontakt med den forurensede luften.

Reservoaret skal være utstyrt med egen påfylling igjennom et filter. Det skal ikke designes med tanke på at operatøren alltid har en filtertralle tilgjengelig når han skal etterfylle olje.

Materialet i reservoaret bør være syrefast 316 slik at ikke malingrester og korrosjon kan forurense oljen. Et reservoar bør designes med både trykk og returfilter.

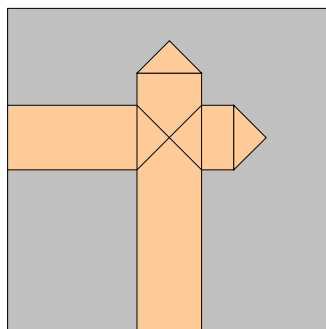
Innvendig bør tanken designes slik at forurensninger og avleiringer som kommer returvæsken ikke suges opp og transporteres ut igjen med supply væsken. En løsning kan være å designe tanken med hindringer som reduserer væskens bevegelse innvendig i tanken. Da vil de partiklene og avleiringene som har høyere egenvekt enn oljen falle til bunn og bli liggende.

Figur 22 viser en skisse av en slik tank. Oljen kommer inn i innløpet og går gjennom en metallrist som demper ned mye av strømningsene og punkterer luftboblene. Deretter strømmen oljen langs en skillevegg og strømningsarealet øker. Da senkes strømningshastigheten og partiklene kan falle ned i bunn. På andre siden av skilleveggen strømmen oljen mot utløpet og her er strømningsarealet minkende. Da øker oljen hastigheten igjen før den går inn utløpet.



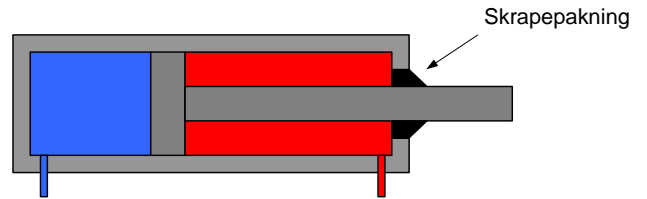
Figur 22.

Ventiler og ventilbokker må designes med hensyn på renhet og "lommer" som ikke lar seg rengjøre ved hjelp av gjennomspyling/flushing må unngås



Figur 23.

Sylindre må designes med tilstrekkelig effekt på skrapepakningen.



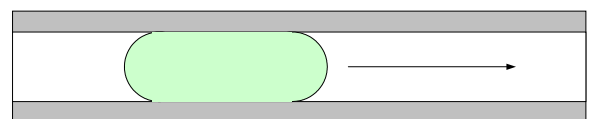
Figur 24.

Mange sylindrestenger leveres med et flott og blankt krom belegg. Erfaringer har vist at dette belegget kan få små sprekker som over tid slipper gjennom væske. Når stangen når ut i atmosfæretrykk sprekker belegget og kan skade pakningene i pakkboxen på vei inn igjen.

Det er viktig å starte med renholdet allerede under produksjon av de enkelte komponenter. Hvis alle inngående komponenter er rene når de monteres er mye allerede tjent.

VIKTIG: HYDRAULISK UTSTYR SKAL IKKE OVERFLATEBEHANDLES IHT SPESIFIKASJONER SOM FORLANGER SANDBLÅSING. DET ER Å BE OM PROBLEMER.

Under montasje av rør og slanger er det et godt hjelpemiddel å skyte gjennom små propper i rør og slanger som vist i figur 91. Men dette erstatter ikke såpevask eller avfetting som er absolutt nødvendig for å kunne møte kravene i dagens systemer.



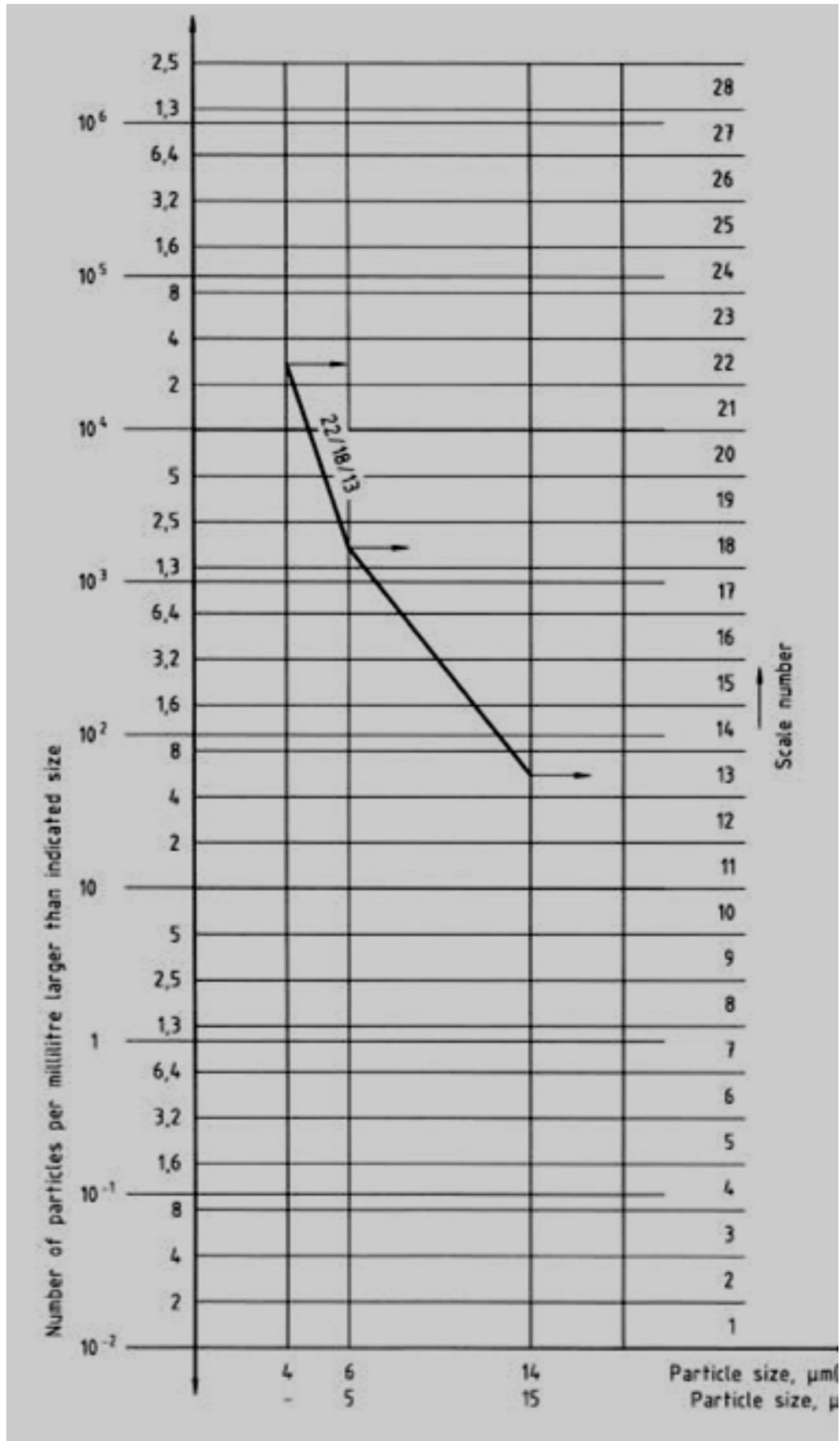
Figur 25.

Husk at Spyling og flushing ikke er en rengjøringsmetode. Det utføres kun for å få ut de aller siste løse partiklene.

Oppgaver til del 3

1. Hva er synsgrensen for et normalt øye?
2. Hva slags skader forårsaker faste partikler i et hydraulikksystem?
3. Nevn to måter og forhindre avleiringer i ventiler og spalter (dyser) på.
4. Hva slags skader kan forårsakes av vann i oljen?
5. Når er det størst mulighet for å introdusere partikkelforurensninger i et system?
6. Nevn minst tre ting vi kan gjøre for å designe et system med tanke på forurensninger.
7. Hvorfor gir ikke begrepet "absolutt filtrering" noe god indikasjon på hva som virkelig filtreres?
8. Hvilke tre graderinger brukes i ISO 4406 for å bestemme filtreringsgraden i et system?
9. Hvilke to graderinger brukes i praksis for ISO 4406?
10. Bestem antallet tillatte partikler pr. mm i en væskeprøve med graderingen 20/17/12 i henhold til ISO 4406.
11. Bestem antallet tillatte pr. mm partikler en væskeprøve med graderingen 18/14 i henhold til ISO 4406.

Hva slags NAS Class tilsvarer dette?



Svar til oppgaver

Oppgave 1.

Synsgrensen for et friskt øye går ved ca. 40 μm .

Oppgave 2.

Faste partikler i oljen kan forårsake følgende skader:

- Økt friksjon
- Overflate slitasje (sliping) og erosjon
- Tetning av spalter og strupinger
- Økt lagerslitasje
- Varmegang og redusert levetid på oljen.

Oppgave 3.

Avleiringer i servo-/proposjonalventiler kan forhindres ved å legge på et overlagret signal med lav amplitude og høy frekvens. Da vil avleiringene hindres i å feste seg i kontrollspaltene.

I dyser kan man øke diameteren noe og sette inn en ståltråd/binders som beveger seg ved strømming gjennom dysen. Dette forhindrer avleiringer i å feste seg i dysen.

Oppgave 4.

Vann i oljen kan forårsake følgende skader:

- Reduserer oljens evne til å bygge smørefilm.
- Korrosjon
- Frostspreng
- Økt oksydasjon
- Redusert smøreeffekt.
- Endret viskositet

Oppgave 5.

Forurensninger introduseres oftest i systemer under montasje og senere under vedlikehold.

Oppgave 6.

For å designe et system med tanke på forurensninger og renhet bør følgende være i fokus:

- Reservoar – Enkel tilkomst for vedlikehold og rengjøring. Riktig design innvendig.
- Unngå lommer i ventilblokker.
- Sørg for gode skrapepakninger på sylindre.
- Velg riktig materiale i komponenter.
- Sørg for god rengjøring under montasje.
- Ikke bruk sandblåsing av komponenter før overflatebehandling.

Oppgave 7.

Absolutt filtrering spesifiserer kun maskevidden på filteret. Ikke størrelsen på partiklene som slipper gjennom.

Oppgave 8.

ISO 4406 bruker følgende tre graderinger:

- Partikler større eller lik 4 μm .
- Partikler større eller lik 6 μm .
- Partikler større eller lik 14 μm .

Oppgave 9

I praksis brukes kun:

- Partikler større eller lik 5 μm .
- Partikler større eller lik 15 μm .

Oppgave 10.

En væskeprøve med graderingen 20/17/12 tillater følgende partikkelfordeling pr. mm:

- Mellom 5.000 og 10.000 partikler som er større eller lik 4 μm
- Mellom 640 og 1.300 partikler som er større enn eller lik 6 μm
- Mellom 20 og 40 partikler som er større eller lik 14 μm

Oppgave 10.

En væskeprøve med graderingen 18/14 tillater følgende partikkelfordeling pr. mm:

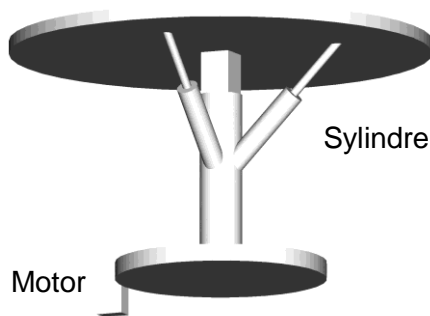
- Mellom 1.300 og 2.500 partikler som er større eller lik 5 μm
- Mellom 80 og 640 partikler som er større enn eller lik 15 μm

Dette tilsvarer NAS 1638 Class 8.

4 Design av et enkelt system.

Vi har nå vært gjennom såpass mye stoff at vi kan designe et system og se nærmere på hva slags utfordringer vi typisk møter i design av hydraulikksystemer.

Vi har i dette tenkte systemet oppgitt krefter og hastigheter i første omgang for å designe et helt enkelt system bestående av en motor og to sylinderaktuatorer.



Figur 1

Systemet har følgende maksimums spesifikasjoner:

- Sylinderhastighet: $v_{\max} = 0.3 \text{ m/s}$
- Sylinderkraft: $F_{\max} = 50 \text{ kN}$
- Sylinderslaglengde: $S_{\max} = 300 \text{ mm}$
- Motormoment: $T_{\max} = 300 \text{ Nm}$
- Motorhastighet: $n_{\max} = 200 \text{ r/min}$
- Systemtrykk: $p_{\max} = 210 \text{ bar}$

Systemet som skal designes er et system for simulering av bølgebevegelser på en plattform med muligheter for å kunne rotere rundt sin egen akse. Vi skal ikke designe et kontrollsystem for styring av bølgebevegelsene og vi har derfor lagt inn en begrensning som sier at kun en sylinder skal gå av gangen.

Valg av sylindre

Vi har fått oppgitt en kraft og hastighet som sylindrene våre skal designes for.

Vi setter opp noen enkle statiske beregninger som kun ser på trykk og areal for å finne en standard sylinderdimensjon som vi kan jobbe videre med.

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{F_{\max} \cdot 4}{p_{\max} \cdot \pi}} \cdot 1000$$

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{50 \cdot 10^3 \cdot 4}{210 \cdot 10^5 \cdot \pi}} \cdot 1000 = 55.06 \text{ mm}$$

Vi finner at en standard sylinder med 60 mm stempeldiameter passer bra i dette tilfellet. Vi sjekker så kataloger og finner en sylinder med 60 mm stempeldiameter, 30 mm stangdiameter og 300 mm slaglengde. Merk at det blir mer og mer vanlig å angi sylindre slik som vist her :

$d_{\text{stempel}}/d_{\text{stang}}\text{-slaglengde (60/30-300)}$.

Videre må vi se på hva vi trenger av systemtrykk:

$$p = \frac{F_{\max}}{A}$$

$$p = \frac{50 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{4} \cdot (60 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 10^5} = 176.8 \text{ bar}$$

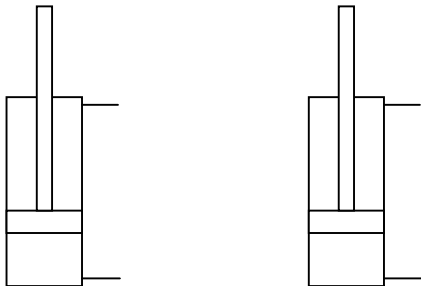
Utrekningene viser et nødvendig systemtrykk på ca. 177 bar. Det er bra, fordi vi da kan holde oss i trykk klassen opp til 207 bar (3000 psi) hvor utvalget av komponenter er best.

Videre må vi se på hva som blir nødvendig pumpekapasitet for å kunne bevege sylindren i spesifisert hastighet (0.3 m/s).

$$Q = A_{\text{piston}} \cdot v_{\max}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot (60 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0.3 \cdot 60.000 = 50.9 \text{ l/min}$$

Minste nødvendige pumpekapasitet vil da være ca. 51 l/min + eventuelt tap.



Figur 2

Vi tegner sylindrene inn i systemskjema.

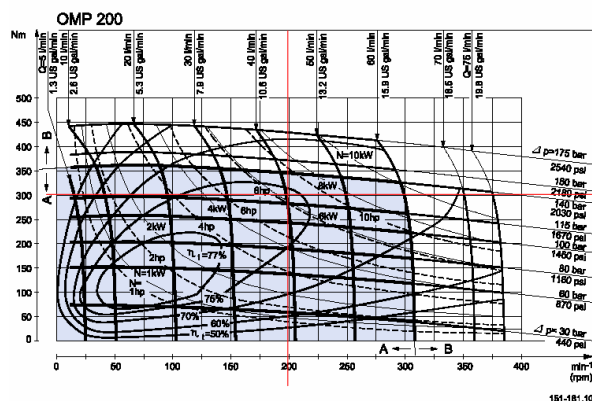
Valg av motor

Vi har fått oppgitt krav til maks dreiemoment (300 Nm) og rotasjonshastighet (200 r/min) for hydraulikkmotoren.

Hvis vi går inn på Internett på www.sauerdanfoss.com, kan vi finne mye teknisk informasjon om motorer.

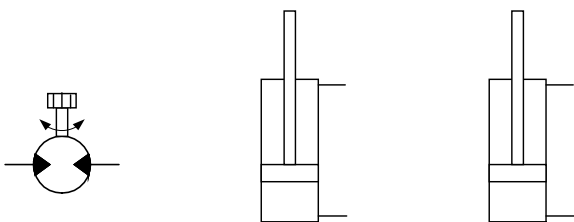
Tar ut et ytelsesdiagram for en motortype som heter OMP200 som vist i Figur 3

Vi leser direkte ut av diagrammet virkningsgrad (~76), arbeidstrykk (~160 bar) og flow (~45 l/min).



Figur 3

Vi ser at det er sylinderen med dens hastighetsspesifikasjoner som gir føringene med hensyn på valg av pumpen.



Figur 4

Vi tegner inn Pumpe og Motor i systemskjema.

Valg av pumpe

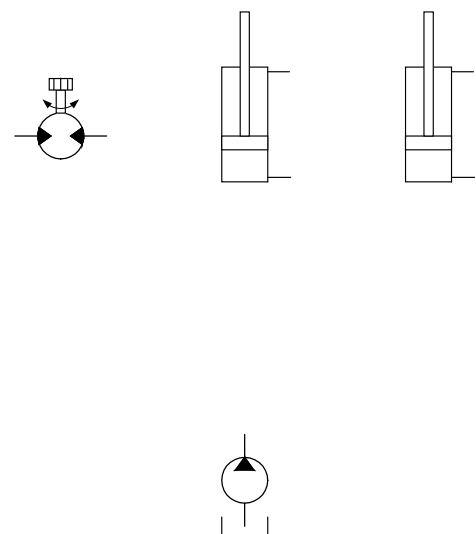
Vi fant at pumpen må levere minimum 51 l/min for å kunne flytte sylinderen med en hastighet på 0.3 m/s. Vi regner deretter ut hva pumpen må levere pr. omdreining med den valgte elektromotoren som har en rotasjonshastighet på 1460 r/min og en virkningsgrad på 0.8.

$$V_i = \frac{Q}{n \cdot \eta} = \frac{51}{1460 \cdot 0.8} \cdot 1000 = 43.67 \text{ cm}^3 / \text{rev}$$

Vi ser i kataloger og finner en pumpe som leverer 46 cm³/rev og regner ut hva vi får av strømning med en rotasjonshastighet på 1460 r/min og en virkningsgrad på 0.8

$$Q = \frac{n \cdot V_i \cdot \eta}{1000} = \frac{1460 \cdot 46 \cdot 0.8}{1000} = 53.7 \text{ l/min}$$

vil vi få en strømning på 53.7 l/min og hvilket passer oss perfekt.



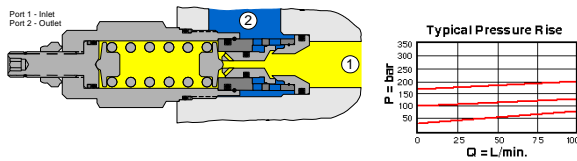
Figur 5

Vi tegner inn pumpe og motor i systemskjema.

Valg av trykkavlastningsventil for pumpen

Pumpens trykkavlastningsventil skal dimensjoneres for å kunne slippe over pumpens strømning uten for høy trykkspiss ved åpning og stenging.

Vi går inn på internett og logger oss på adressen www.sunhydraulics.com og blir oss frem til en direkteoperert trykkbegrensningsventil som er dimensjonert for 90 liter/min.

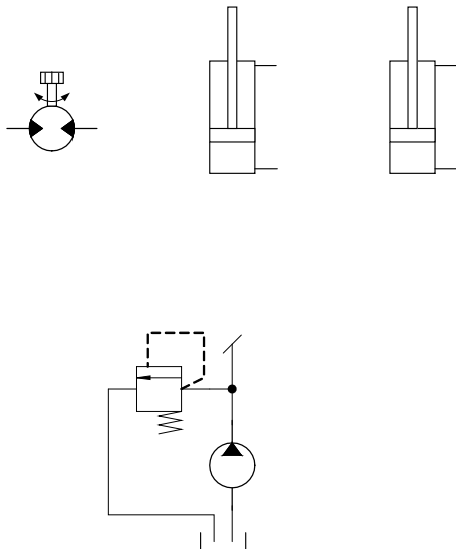


SUN RDDA-LAN patron ventil

Figur 6

Denne ventilen vil, ved 50 liter/min, ha en trykkstigning på grunn av strømmingen på ca. 5 bar. Det er akseptabelt. Vi må ikke dimensjonere denne ventilen for stor fordi den kan stå og kontinuerlig åpne/stenge noe som raskt sliter ut ventilen raskt.

Vi tegner inn relief ventilen i systemet vårt så langt.



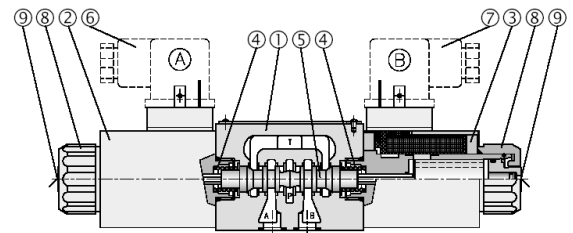
Figur 7

Det er klart at denne løsningen kommer til å generere mye varmetap men det skal vi se nærmere på senere.

Valg av retningsventil



Vi velger å bruke magnetstyrte 4/3-veis ventiler slik at de kan settes i systemet med elektriske ledere til en sentralt plassert kontrollenhet (PLS).

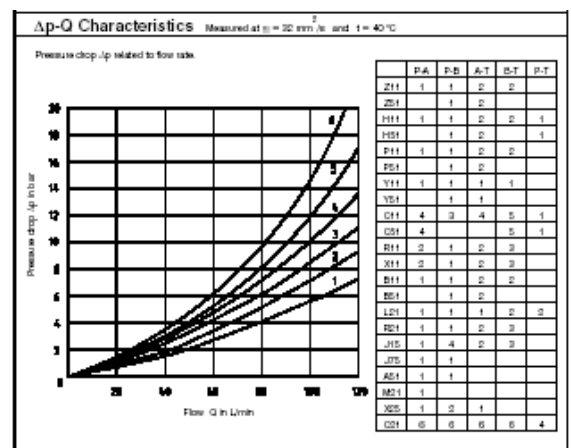
Vi går igjen inn på Internett og denne gangen ser vi på www.hytos.cz.



Figur 8

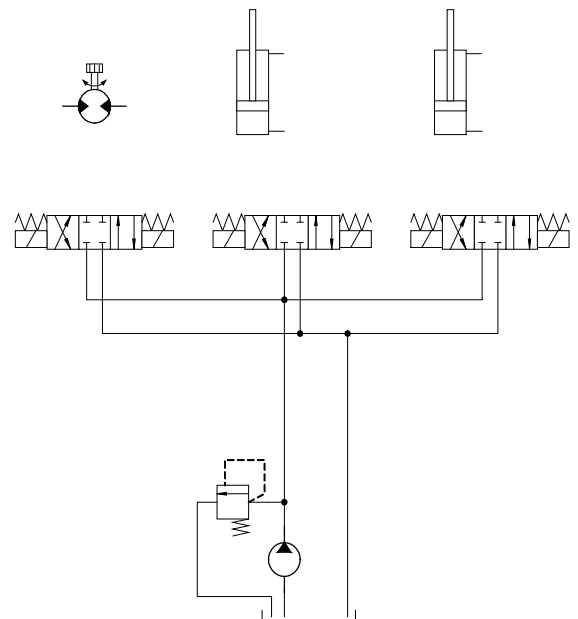
Vi velger en RPE-10 med en Z11 sleide. Da kan vi ut fra kurven i figur 100 lese forventet trykkfall over denne ventilen.

Designation	Symbol	Interposition
Z11		



Figur 9

Vi tegner inn retningsventilene og ser nå at systemskjema begynner å bli komplett.



Figur 10

Men det er noe meget viktig vi ikke har satt inn ennå og det er filtre.

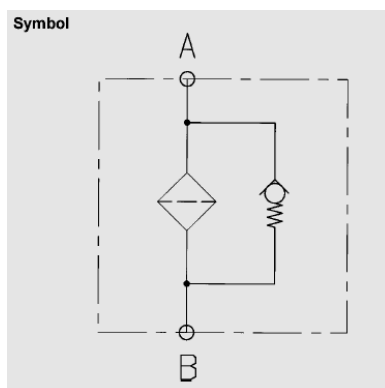
Valg av filtre

Nå som alle komponenter er valgt kan vi studere de forskjellige databladene og finne kravet vi må sette til filtreringen av dette systemet.

Det er her som ellers at den komponenten med de strengeste kravene er den som blir retningsgivende.

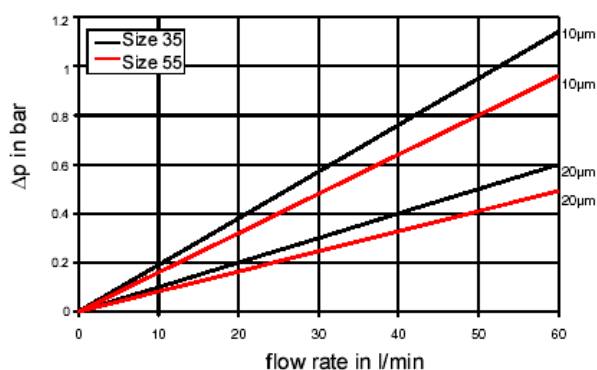
Det er i dette tilfellet pumpen som setter krav om en filtrering iht ISO 4406 - grad 18/14 som tilsvarer NAS 1638 Class 8.

Da logger vi oss på internett igjen og går inn på www.hydac.com. Her har vi mange filteralternativer og vi velger et trykkfilter med hus beregnet for 280 bar systemtrykk, filterelement med 12 micron filtrering og en by pass ventil i tilfelle filteret tetter seg.



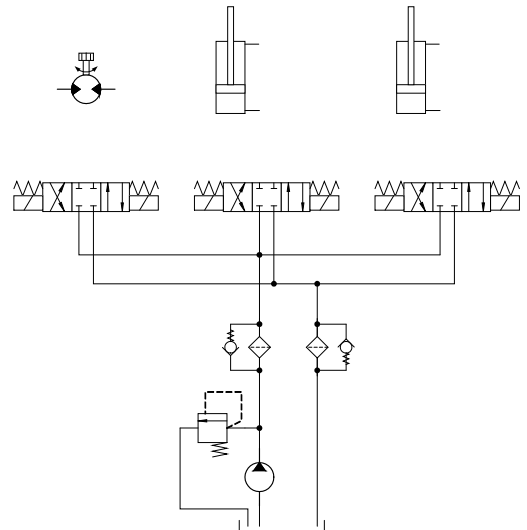
Figur 11

Trykkfallet over filterhuset er som vist i Figur 12. Med et 10 µm filter og filterstørrelse 35 vil trykkfallet bli i overkant av 0.8 bar.



Figur 12

For å gjøre det enkelt, nå som ikke vi trenger å kjøpe noe av dette, så bruker vi det samme filteret på returlinjen også.

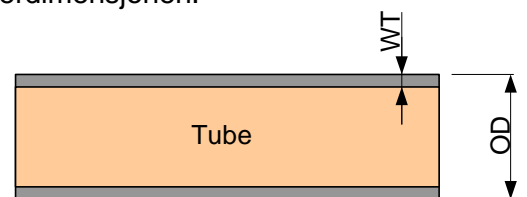


Figur 13

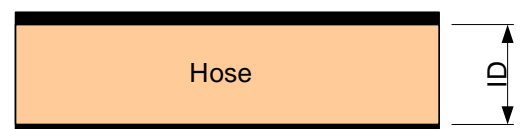
Da begynner skjemaet å bli ferdig. Det eneste som nå gjenstår er dimensjoneringen av rør og slanger.

Dimensjonering av rør og slanger

Rør og slanger leveres i standard dimensjoner. Når disse spesifiseres og bestilles er det viktig å huske på at rør benevnes etter ytterdimensjonen og slanger etter innerdimensjonen.



Tube dimension: OD x WT



Hose dimension: ID

Figur 14

Det vil si at hvis vi skal ha et 10 mm rør med en veggtykkelse på 1.5 mm er hydraulisk diameter (ID) for dette røret kun 7 mm. Hvis vi

derimot bestiller en 3/8" slange vil den være 3/8" eller 9.52 mm innvendig.

Trykk linjer og returlinjer dimensjoneres vanligvis ikke etter de samme kriteriene. Det er selvfølgelig forskjell på trykkene men vi godtar ofte litt høyere hastighet på væsken i trykk linjer.

For trykk linjer er det vanlig å sette maksimum væskehastighet til 9 m/s mens for returlinjer reduseres denne til 5 m/s. Det gir oss følgende rør og slangedimensjoner.

Trykk linjer:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v_{\max} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(\frac{54}{60000}\right)}{9 \cdot \pi}} \cdot 1000 = 11.28 \text{ mm}$$

Velger å bruke rør med dimensjonene $\varnothing 16 \times 2$ mm og slanger med dimensjonen 1/2" ID.

Returlinjer:

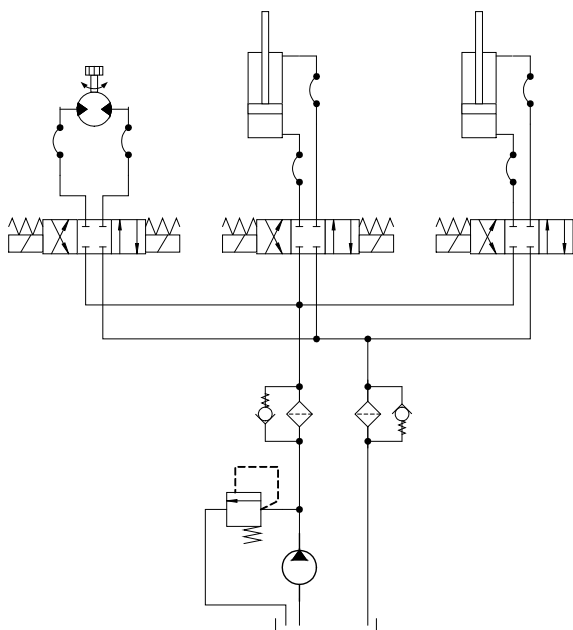
$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v_{\max} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(\frac{54}{60000}\right)}{5 \cdot \pi}} \cdot 1000 = 15.14 \text{ mm}$$

Velger å bruke rør med dimensjonene $\varnothing 20 \times 2$ mm og slanger med dimensjonen 3/4" ID.

Figur 15 viser det komplette systemskjema og kan vi si oss ferdige med å designe dette systemet. Nå må vi få testet det og se om det holder det vi har beregnet oss frem til.

Oppgaver til del 4

1. Hvis vi i eksempelet vårt ønsker å redusere sylinderhastigheten til 0.2 m/s. Hva blir nødvendig pumpekapasitet da?
2. Hva blir linjedimensjonene med den nye pumpekapasiteten?
3. Regn ut Reynolds tall for begge linjene. Viskositet: 20 cSt.
4. Hva slags flow må vi ha for å flushe disse linjene?
5. Hvis vi ved ett uhell får stengt returlinjen med fullt systemtrykk på supply linjen. Hva kan da skje? Hva slags trykk kan vi få i returlinjen?



Figur 15

Løsninger til oppgaver

Oppgave 1.

Nødvendig pumpekapasitet ved redusert pumpekapasitet blir:

$$Q = A_{\text{piston}} \cdot v_{\text{max}} = \frac{\pi}{4} \cdot (60 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0.2 \cdot 60.000 = 34 \text{ l/min}$$

Men, vi har en motor som trenger en høyere flow for å tilfredstille kravene så minste pumpekapasitet blir nå styrende av pumpen - 45l/min.

Oppgave 2.

Linjedimensjoner med ny flow (45l/min) blir:

Trykklinjer:

$$d_{\text{min}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v_{\text{maks}} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(\frac{45}{60000}\right)}{9 \cdot \pi}} \cdot 1000 = 10.3 \text{ mm}$$

Velger å fortsette med det vi hadde før. 1/2" slanger og ø16 x 2 rør.

Returlinjer:

$$d_{\text{min}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v_{\text{maks}} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(\frac{45}{60000}\right)}{5 \cdot \pi}} \cdot 1000 = 13.8 \text{ mm}$$

Velger å gå ned til 9/16" slanger og beholde rørdimensjonene som tidligere – ø20 x 2.

Oppgave 3.

Regner først ut strømningshastigheten c for trykk- slange/rør:

$$c_{\text{slanger}} = \frac{\left(\frac{45}{60000}\right)}{\frac{\pi}{4} \cdot (12.7 \cdot 10^{-3})^2} = \frac{0.000750}{0.000127} = 5.9 \text{ m/s}$$

$$c_{\text{rør}} = \frac{\left(\frac{45}{60000}\right)}{\frac{\pi}{4} \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2} = \frac{0.000750}{0.000113} = 6.64 \text{ m/s}$$

Regner deretter ut Reynolds tall for disse:

$$\text{Re}_{\text{slanger}} = \frac{Dh \cdot c}{\nu} = \frac{12.7 \cdot 5.9}{20 \cdot 10^{-6}} = 3746.5$$

$$\text{Re}_{\text{rør}} = \frac{Dh \cdot c}{\nu} = \frac{12 \cdot 6.64}{20 \cdot 10^{-6}} = 3984$$

Regner deretter ut strømningshastigheten c for retur- slange/rør:

$$c_{slanger} = \frac{\left(\frac{45}{60000}\right)}{\frac{\pi}{4} \cdot (14.3 \cdot 10^{-3})^2} = \frac{0.000750}{0.000161} = 4.7 m/s$$

$$c_{rør} = \frac{\left(\frac{45}{60000}\right)}{\frac{\pi}{4} \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2} = \frac{0.000750}{0.000201} = 3.73 m/s$$

Regner til slutt ut Reynolds tall for disse:

$$Re_{slanger} = \frac{Dh \cdot c}{\nu} = \frac{14.3 \cdot 4.7}{20 \cdot 10^{-6}} = 3360,5$$

$$Re_{rør} = \frac{Dh \cdot c}{\nu} = \frac{16 \cdot 3.73}{20 \cdot 10^{-6}} = 2984$$

Oppgave 4.

Minimum flow for å flushe linjene er ved $Re > 3000$:

Trykkslanger:

$$Re = \frac{Dh \cdot c}{\nu} \Rightarrow c = \frac{Re \cdot \nu}{Dh} = \frac{3000 \cdot 20 \cdot 10^{-6}}{12.7 \cdot 10^{-3}} = 4.72 m/s$$

$$Q = c \cdot A = 4.72 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (12.7 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 60000 = 36 l/min$$

Trykkør:

$$Re = \frac{Dh \cdot c}{\nu} \Rightarrow c = \frac{Re \cdot \nu}{Dh} = \frac{3000 \cdot 20 \cdot 10^{-6}}{12 \cdot 10^{-3}} = 5 m/s$$

$$Q = c \cdot A = 5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 60000 = 34 l/min$$

Returslanger:

$$Re = \frac{Dh \cdot c}{\nu} \Rightarrow c = \frac{Re \cdot \nu}{Dh} = \frac{3000 \cdot 20 \cdot 10^{-6}}{14.3 \cdot 10^{-3}} = 4.2 m/s$$

$$Q = c \cdot A = 4.2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (14.3 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 60000 = 40.5 l/min$$

Returrør:

$$\text{Re} = \frac{Dh \cdot c}{\nu} \Rightarrow c = \frac{\text{Re} \cdot \nu}{Dh} = \frac{3000 \cdot 20 \cdot 10^{-6}}{16 \cdot 10^{-3}} = 3.75 \text{ m/s}$$

$$Q = c \cdot A = 3.75 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 60000 = 45.2 \text{ l/min}$$

Oppgave 5.

Hvis returlinjen blokkeres kan vi risikere å få en trykkstigning i linjen på grunn av arealforskjellen i sylindrene.

$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2$$

Trykket kan da bli:

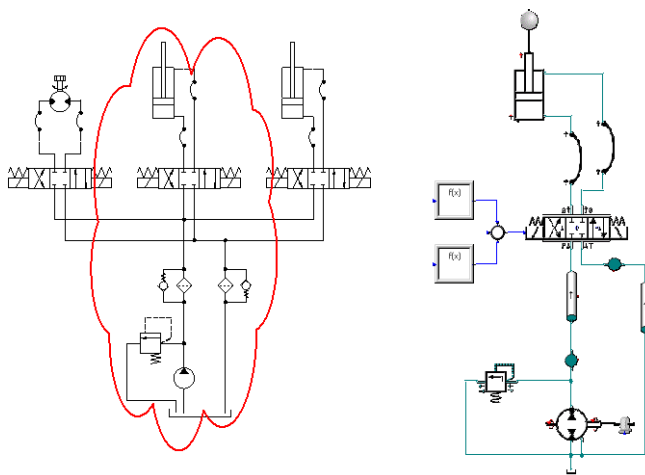
$$p_2 = \frac{p_1 \cdot A_1}{A_2} = 177 \cdot \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 60^2}{\frac{\pi}{4} \cdot (60^2 - 30^2)} = 177 \cdot \frac{2827.4}{2120.6} = 236 \text{ bar}$$

5 Verifikasjon av systemdesign

Vi har tre forskjellige måter vi bruker for å verifisere designet vårt.

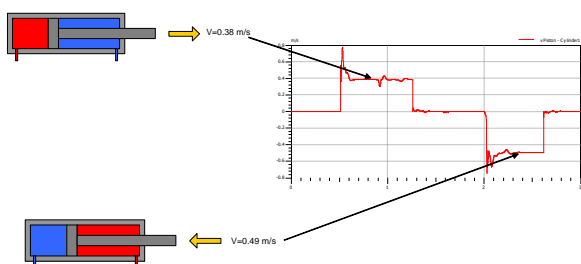
- Tredje parts verifisering hvor en uavhengig tredje part gjør kontrollberegninger og verifiserer designet.
- Bygge systemet eller en prototype og teste denne noe som fortsatt er vanlig på mindre systemer og enkle komponenter.
- Teste systemet på en PC ved hjelp av matematiske beregninger (Virtual Prototyping).

Vi skal her se på den siste metoden og bruke dette for å verifisere designet vårt. Hvis vi først konsentrerer oss om sylinderkravene så kan vi enkelt modellere opp denne kretsen og se på den med litt mer kritiske øyne.



Figur 1

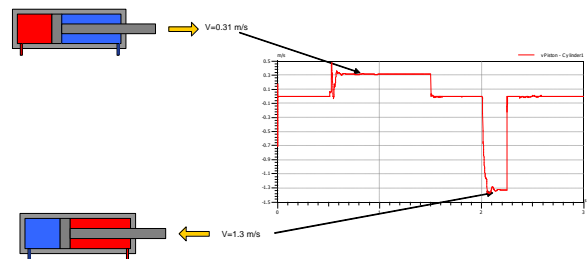
La oss se på sylinderhastigheten først.



Figur 2

Figur 2 viser en utskrift av sylinderhastigheten fra en simulering av kretsen uten laster. Da får

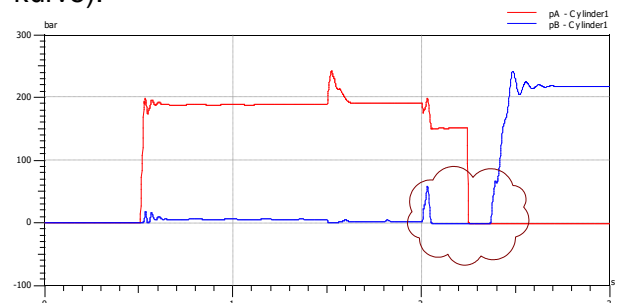
vi høyere hastigheter enn spesifisert men når vi legger på den spesifiserte lasten endrer kurven seg som vi ser i Figur 3.



Figur 3

Med full belastning på sylindren blir hastigheten utover lavere og innover raskere. Dette viser at oppførselen til systemet endrer seg med endrede ytre påkjenninger og det er derfor viktig at vi alltid tester systemene våre med varierende laster og påkjenninger.

Når vi kjører en sylinder med maksimum last får vi et problem i sylindrens stangside. Figur 110 viser en utskrift av trykkene i sylindren og vi ser at når sylindren returnerer får vi problemer med undertrykk i sylindrens stangside (blå kurve).



Figur 4

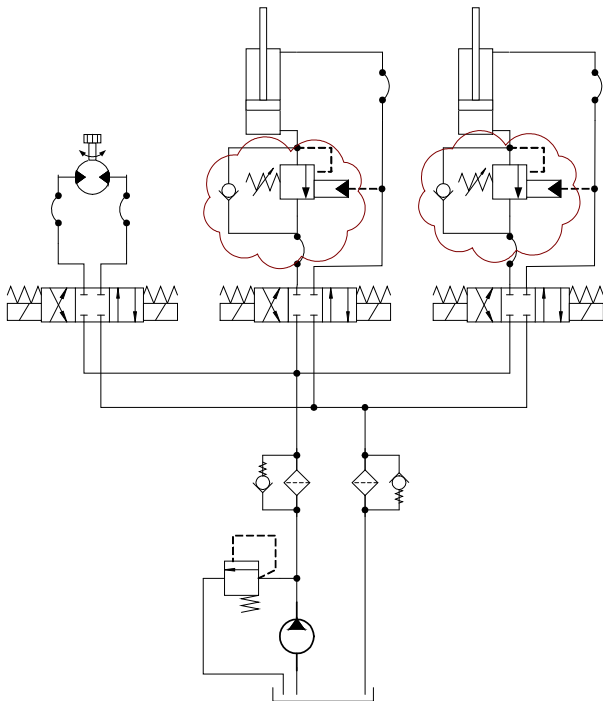
Hva skyldes dette?

Når sylindren går innover skyves stampelet med 50 kN. Dette resulterer i en stor hastighet og problemer med å etterfylle sylindrens volum på stangside med undertrykk og kavitasjon som resultat.

Dette er særlig uheldig på sylindre som opererer med utvendig trykk som for eksempel på subsea applikasjoner. Da kan vi risikere at sylindren klapper sammen eller at pakkboksen rundt sylindrestangen kommer inn i sylindren.

Hva kan vi gjøre for å forbedre dette?

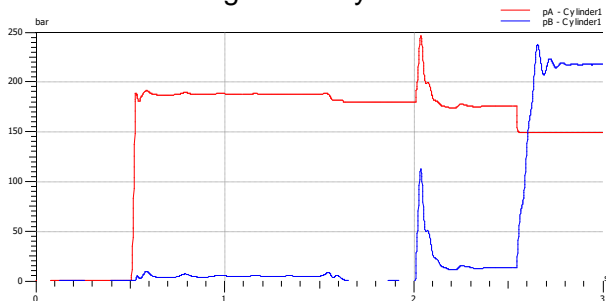
Vi må implementere lastsenkeventiler som sikrer oss at det er overtrykk i B-linjen når sylindren returnerer.



Figur 5

Figur 5 viser skjema med lastsenkeventilene inntegnet.

Vi gjør en ny test av denne funksjonen og tar ut de samme målingene fra sylindren.

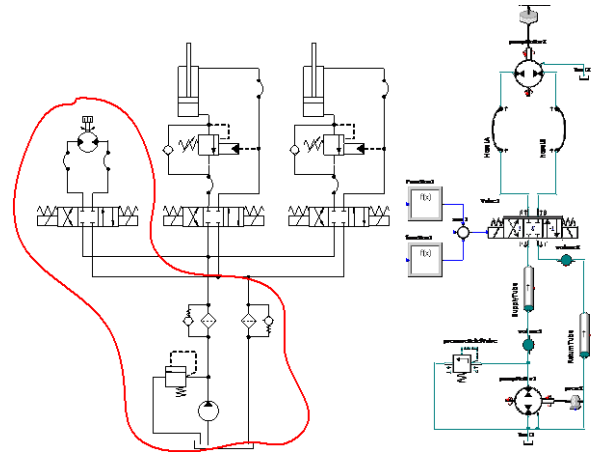


Figur 6

Vi ser i Figur 6 at problemet med kavitasjon i sylindrens B-port er borte men vi har høye trykkspisser som oppstår idet sylindren starter å returnere.

Det skyldes oljens masse som settes i bevegelse samt tidsforsinkelsen som ligger i lastsenkeventilen (10 ms). Vi må huske på at dette systemet har en høy sylinderhastighet og det igjen gir oss slike trykkspisser som systemene må være designet for å kunne ta.

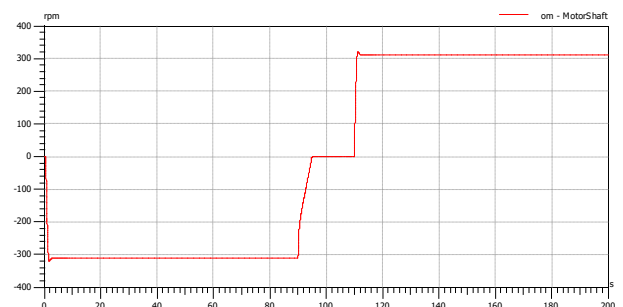
La oss gå videre og se på motorkretsen.



Figur 7

Vi modellerer opp motorkretsen og legger inn alle data vi har funnet på pumpe, ventiler, slanger/rør og motor.

Siden vi her har med et dynamisk system å gjøre er det også viktig å legge inn massetregghetsmomentet til lasten. I dette tilfellet er det et ganske stort plattformdekk som er estimert til et massetregghetsmoment på 3500 kgm². Det er også lagt inn et gir med utvekslingen 1:20. Det vil si at når motoren har maks omdreining (200 omdr/min) vil plattformdekket rotere med en hastighet på 10 omdr/min.



Figur 8

Vi ser i Figur 8 at motoren har en hastighet på 300 rpm istedenfor 200 rpm som spesifisert. Dette visste vi egentlig på forhånd fordi pumpekapasiteten er beregnet for sylindernes hastighet som krever mer strømnig enn motoren.

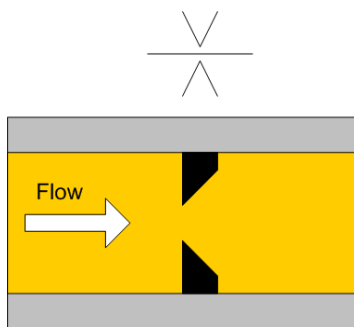
Dette kan løses på forskjellige måter. Vi kan bytte til en større motor. Vi kan legge inn en lukket reguleringssløyfe som gjør at pådraget i kontrollventilen begrenses når hastigheten er 200 rpm. Eller vi kan legge inn en restriksjon på P-linjen til kontrollventilen slik at vi "bruker opp" en del av effekten før den kommer til motoren. Bytter vi til en større motor vil vi helt sikkert få en lavere hastighet men tilgjengelig moment vil øke betraktelig.

Vi kan legge inn en lukket reguleringsløyfe som begrenser pådraget i kontrollventilen når hastigheten nærmer seg 200 rpm men det er kostbart og så langt er det ikke behov for det. Siste alternativet er å legge inn en restriksjon som begrenser strømmingen til maksimum det vi trenger.

Det siste er nok det enkleste og billigste alternativet.

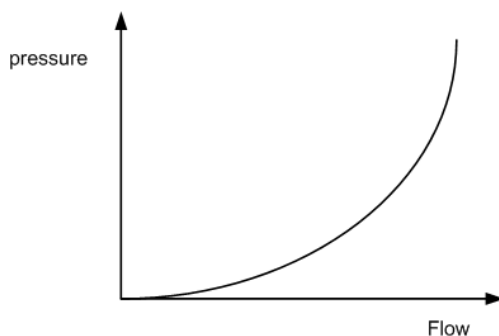
Men, der har vi også et par forskjellige alternativer.

Skal vi velge en fast struping eller en variabel trykk-kompensert flow kontroll ventil? La oss se litt på forskjellene.



Figur 9

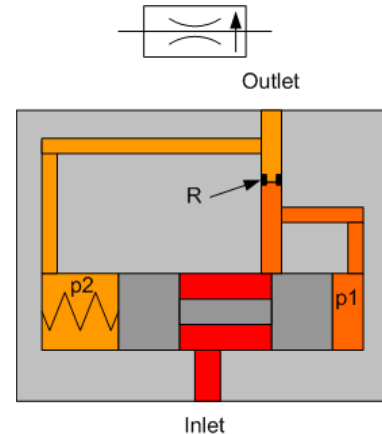
En fast struping vil gi en restriksjon som med økt strømning tilsvarer en kvadratfunksjon.



Figur 10

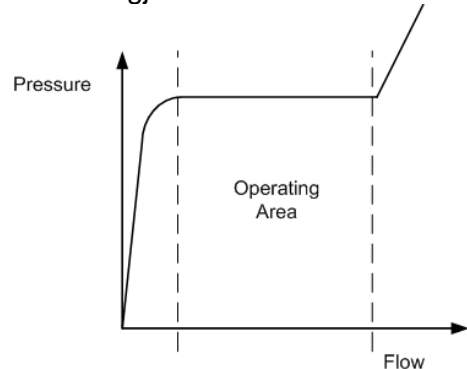
Slike restriksjoner er ideelle når en en hastighet skal begrenses uten at nøyaktigheten trenger å være så stor og flow'en er rimelig konstant.

En trykk-kompensert flow kontroll ventil vil kunne slippe gjennom en konstant flow uavhengig av differansetrykket innenfor et avgrenset arbeidsområde.



Figur 11

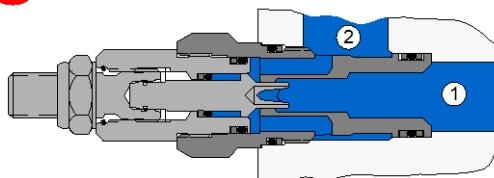
Ventilens strupelement, sleiden i dette tilfellet, balanserer mellom trykket (p_1) på den ene siden og utløpstrykket (p_2) pluss fjærkraften på den andre siden. Det vil si at trykkdifferansen over restriksjonen (R) er tilsvarende fjærkraften. Øker strømmingen, vil trykkdifferansen over restriksjonen (R) øke og sleiden beveger seg mot fjæren og begrenser strømmingen gjennom ventilen slik at vi igjen oppnår balanse over ventilen. Minker flowen vil trykkdifferansen over restriksjonen (R) minke og fjærkraften skyver sleiden mer åpen. Det slippes inn mer væske slik at ventilen igjen kommer i balanse.



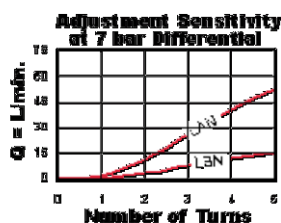
Figur 12

Denne ventilen vil gi en konstant strømning innenfor et avgrenset arbeidsområdet. En ting vi må huske på med denne typen ventiler er at den er et dynamisk system i seg selv. Den bør ikke uten videre kombineres med en trykkreduksjonsventil som også balanserer på trykkdifferanser. Det vil kunne gi ustabile svingninger i systemet.

Vi velger å sette inn en en justerbar strupeventil fra SUN Hydraulics (NFDC-LAN). Den er designet for å gi en skarpkantet struping med justerbar diameter fra 0 til 6.4 mm i diameter. Vi ser fra kurvene i katalogen at denne bør passe ganske bra.

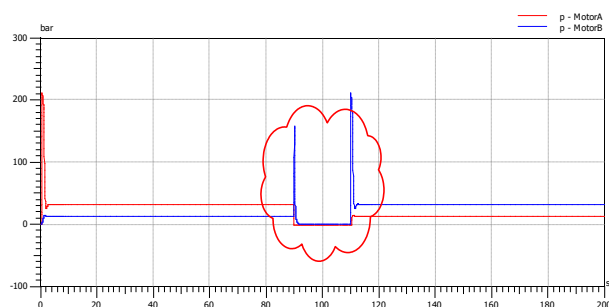


NFDC - LAN



Figur 13

Før vi går videre og prøver kretsen med restriksjonen i supplylinjen er det en ting til vi bør se nærmere på. Når kontrollventilen blir satt i midtposisjon og motoren stopper får vi undertrykk og fare for kavitasjon i begge motorportene som vist i utskriften i Figur 14.

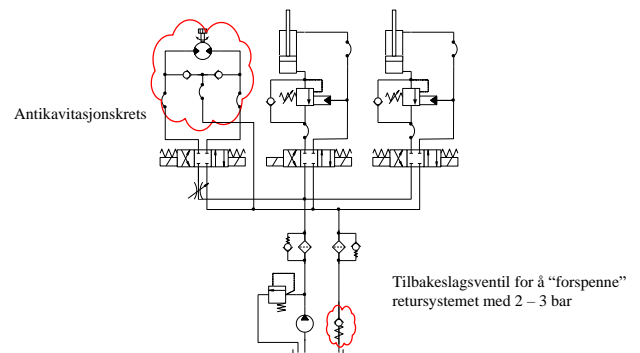


Figur 14

Dette skyldes massens treghetsmoment som vil forsøke å trekke motoren med rundt etter at kontrollventilen er satt i midtstilling.

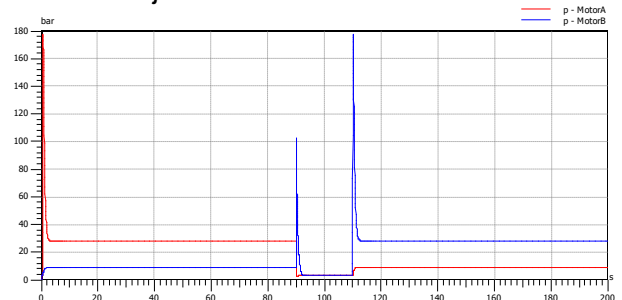
For å forhindre dette må vi sette inn en antikavitasjonskrets som åpner og sørger for å ettermate olje inn i linjene til motoren slik at vi unngår kavitasjon. Samtidig må vi sørge for at returkretsen har et par bar overtrykk slik at ventilene i antikavitasjonskretsen lett åpner og etterfyller olje uten at det oppstår kavitasjon.

Dette kan enkelt gjøres ved å sette på en tilbakeslagsventil med 2 – 3 bars åpningstrykk på returlinjen som vist i Figur 15.



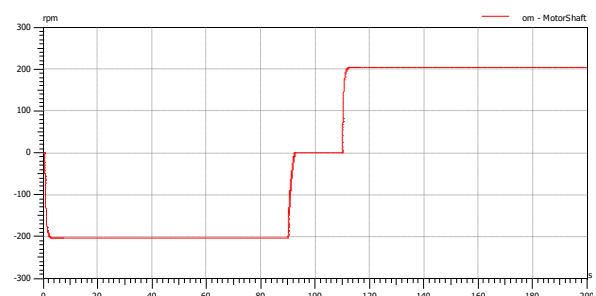
Figur 15

I noen tilfeller er dette problemet så stort at det må innføres en egen ettermatingskrets på 10 – 15 bar for å sørge for god nok mating til antikavitasjonskretsene.



Figur 16

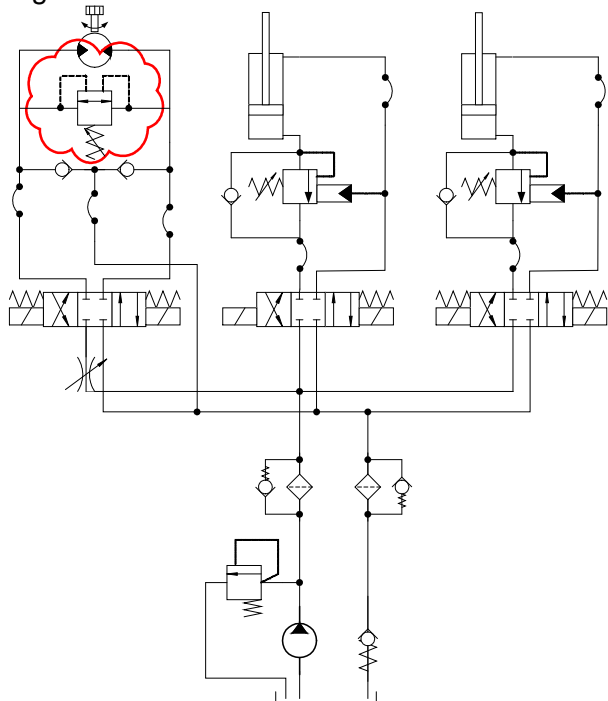
Vi ser av kurvene i Figur 16 at antikavitasjonskretsen holder trykket godt over 0 bar mellom t=90 og 110 sekunder og i Figur 17 ser vi at restriksjonen vi plasserte under kontrollventilen gjør at hastigheten er sunket til 200 r/min.



Figur 17

Vi ser i Figur 16 høye trykkspisser i det motoren skal starte og stoppe. Slike trykkspisser sliter mye på systemet og kan over tid føre til at rør og slanger vibrerer løs og begynner å lekke samtidig som koblingene svekkes betraktelig. Vi er innenfor trykk-klassen men vi bør likevel

sikre denne motoren med en dobbel sikkerhetsventil mellom A og B porten som vist i Figur 18.



Figur 18

Denne ventilen fåes integrert i en patronventil og den leveres av Sterling hydraulics i England. Figur 19 viser et utsnitt fra katalogen med fullt symbol og tekniske data for denne typen ventil.

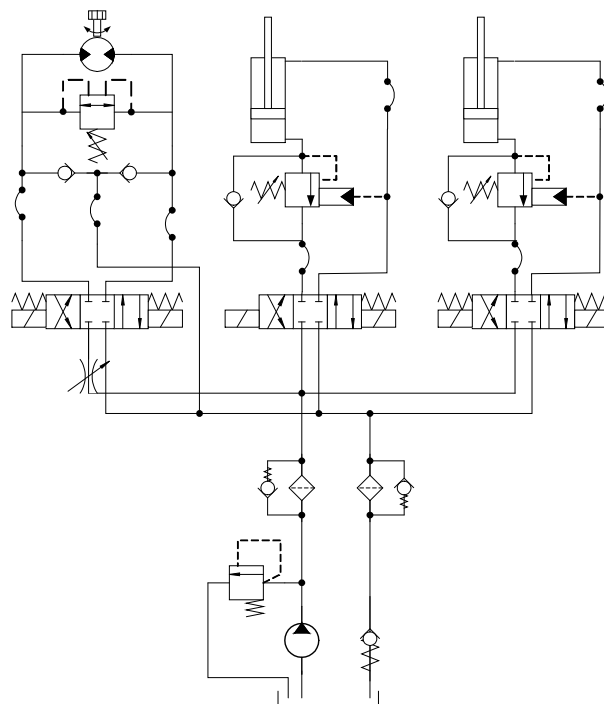


Crossover combined in one cartridge		Flow		Pressure		Model
		l/min	USgpm	bar	psi	
	1)	120	32	5-210	72-3000	*A04J2H
	2)	120	32	10-350	145-5000	*A04J2M
		160	42	150-350	2200-5000	A6A125
		160	42	25-200	360-2900	A6B125

Figur 19

Nå har vi verifisert designet og vi ser at kretsen er betraktelig utvidet og sikret mot eventuelle farlige situasjoner som kan oppstå. Figur 20 viser komplett systemskjematikk etter modifiseringene.

I tillegg kan det innføres en trykkreduksjonsventil til motoren for å sikre at vi ikke får for høyt moment overført. Dette er ikke nødvendig for hydraulikksystemets del men det kan være nødvendig for å sikre at vi ikke ødelegger plattformen med for stort moment.



Figur 20

Forbedring av systemet

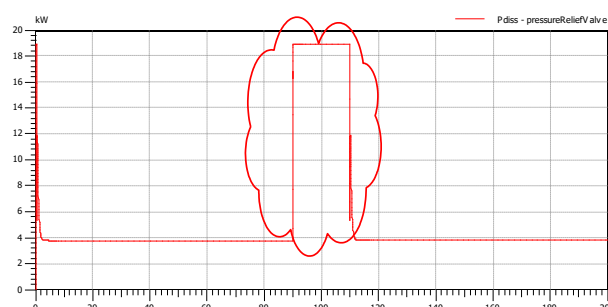
La oss gå litt videre og se på om det er noe vi burde gjøre for å kunne bruke systemet i praksis. Det er da særlig to ting som peker seg ut.

- Bytte til en variabel pumpe.
- Innføre en proposjonalventil og lukket kontrollsløyfe for kontinuerlig sylinderbevegelse.

La oss starte med den variable pumpe.

Hvorfor bruke en variabel pumpe?

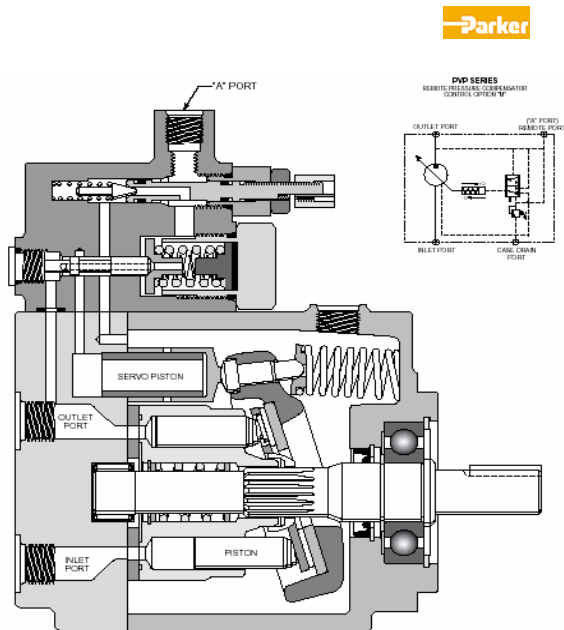
Vi kan se litt nærmere på hva som skjer når vi ikke har noe forbruk ut i en av kretsene. Pumpen er en fast pumpe og den vil fortsette å pumpe med samme effekt uavhengig av forbruket i kretsen. Det betyr at oljen må strømme et sted og det blir over sikkerhetsventilen.



Figur 21

I dette tilfellet vil sikkerhetsventilen utvikle ca. 19 kW varme når systemet står stille og all oljen går over denne som vist i Figur 21. Dette er uheldig både for ventilen, oljen og de som skal betale strømregningen.

Mest brukt i dag er nok en variabel pumpe med konstant trykkregulering som vist i Figur 22.

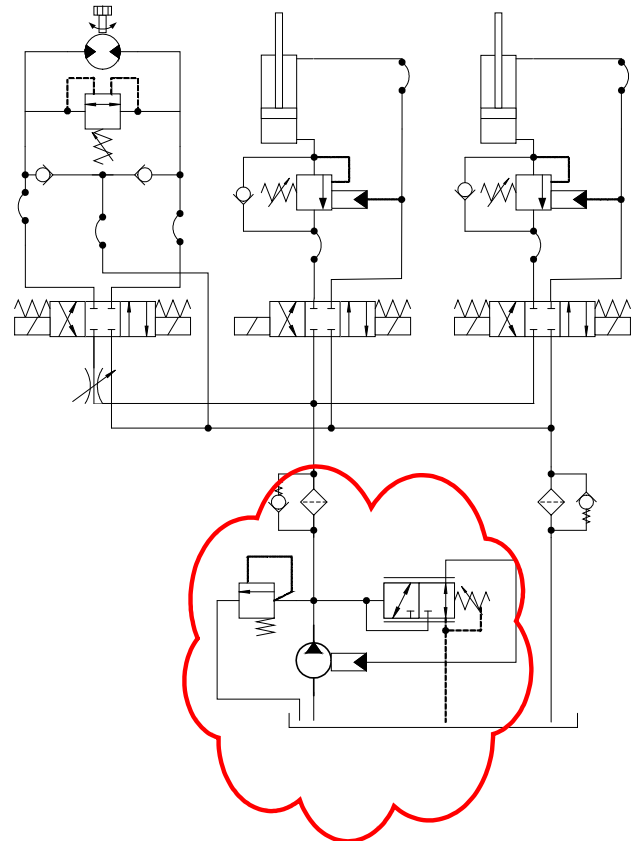


Figur 22

Som vi har sett på tidligere, vil denne pumpereguleringen forsøke og holde et konstant trykk ved å regulere strømmingen etter behov. Det gjør den ved å vinkle skråplaten som pumpestemplene går mot, redusere slaglengden og dermed redusere strømmingen når vi nærmer oss maksimum systemtrykk. Det vil derfor ikke bli en kontinuerlig strømming over sikkerhetsventilen og varmeutviklingen er således sterkt redusert.

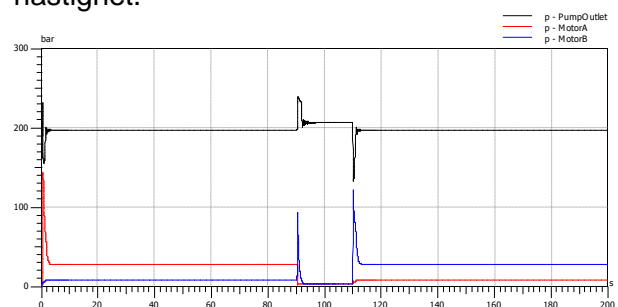
Figur 23 viser skjema med en variabel pumpe inntegnet.

Ofta ser vi at det er brukt forenklede symboler for pumpereguleringen på systemskjemaene. Det er absolutt å anbefale at disse tegnes i detalj for å forenkle oppstart og eventuell feilsøking på systemet senere.



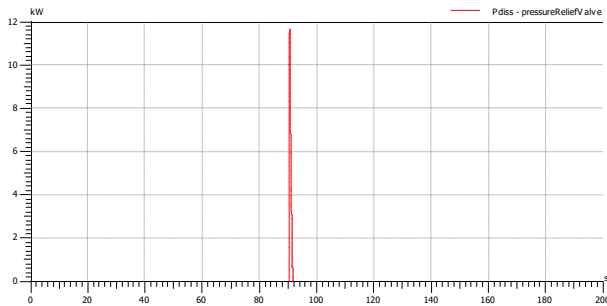
Figur 23

Hvis vi ser på trykk-kurvene for pumpen og motoren i figur 130 ser vi at pumpen vil ligge tett opp til 200 bar hele tiden (svart kurve). Dette på grunn av restriksjonen vi har lagt inn under retningsventilen for å begrense motorens hastighet.



Figur 24

Idet motoren stopper, ved t=90 sekunder, får vi en trykkspiss som bløser raskt av over sikkerhetsventilen. Denne trykkspissen oppstår på grunn av tiden pumpen bruker på å regulere seg inn. Vi ser i Figur 25 at varmeutviklingen over sikkerhetsventilen er minimal.



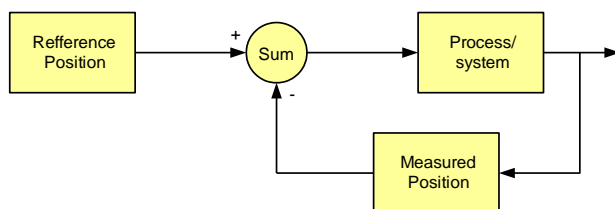
Figur 25

Merk at i et system med variabel pumpe stilles pumpen inn slik at den vinkler helt ut ved maksimum systemtrykk, 207 bar i dette tilfellet, og sikkerhetsventilen stilles inn til ca. 10% over dette.

For å kunne simulere bølgebevegelsene automatisk kan vi sette inn en PLS som kontinuerlig leser sylinderposisjonen, sammenligner denne med ønsket referanseposisjon og styrer kontrollventilen etter det.

Referanseverdien kan gjerne være en fast verdi eller en variabel verdi som operatøren legger inn ved hjelp av et tastatur eller som i gamle dager – et ratt.

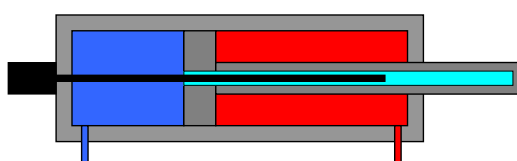
Figur 26 viser blokkskjema for en slik lukket kontrollsløyfe.



Figur 26

For å få til dette på systemet vårt, må vi installere noe tilleggsutstyr slik at vi får målt sylinderposisjonen og justert kontrollventilen trinnløst fra en PLS.

Først setter vi inn en LVDT (Linear Variable Differential Transducer) som måler sylinderposisjonen (Figur 27). Eller for å være mer korrekt. De måler sylinderens avvik fra en referanseposisjon.



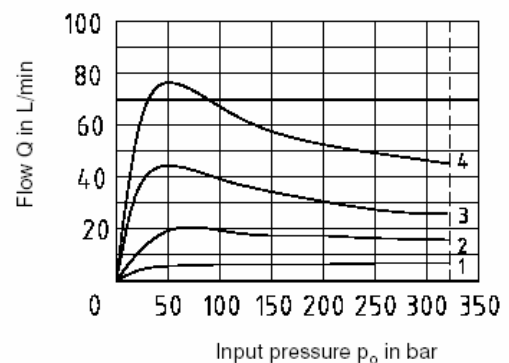
Figur 27

Videre trenger vi å kunne justere sylinderhastigheten trinnløst. Vi har tidligere

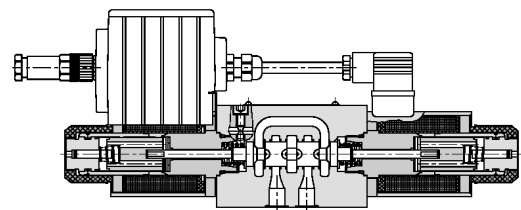
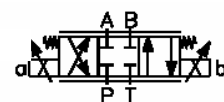
sette på flowreguleringsventil og en fast restriksjon. Det vi her skal benytte er en form for variabel restriksjon med sylinderposisjonen som tilbakemelding. Vi leser kontinuerlig sylinderposisjonen, sammenligner denne mot referansen og ut fra differansen varierer åpningen (restriksjonen) i kontrollventilen. Altså en lukket kontrollsløyfe.

Hvis vi fortsetter å holde oss til ventiler fra Hytos (Figur 28), kan vi på www.hytos.cz finne datablad på en ventil vi kan bruke. Den har en nominell strømnng på 60 l/min.

Nominal flow 60 L/min

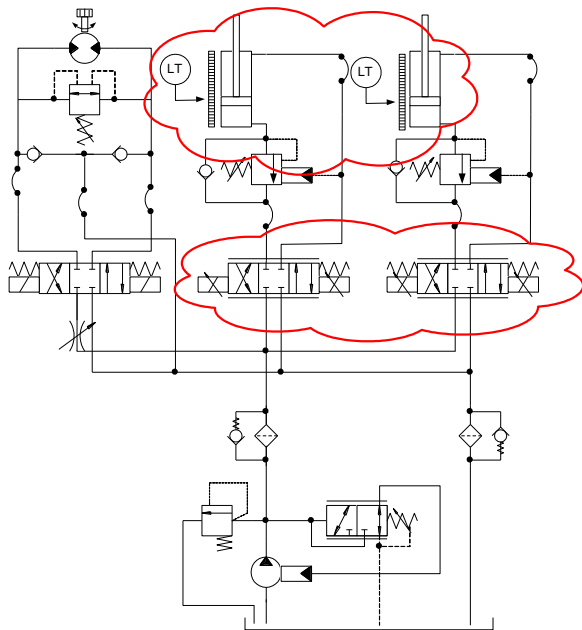


Solenoid current:
(24 V DC)
1 = 40%
2 = 60%
3 = 80%
4 = 100%



Figur 28

Legg merke til at symbolet har fått piler på magnetene som sier at vi har linjærmagneter samt streker over og under selve sleidesymbolet som sier at sleidens utforming gir oss en lineær endring i restriksjonen med sleidens posisjon.

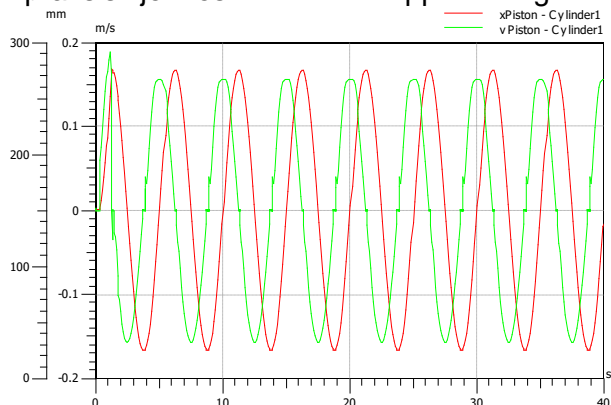


Figur 29

Vi tegner inn de siste endringene på skematikken. Kontrollventilene til sylindrene endres til proposjonalstyrte 4/3-veis ventiler og vi legger også inn LVDT på sylindrene.

Hvis vi nå ser på en kurve fra en "virtuel test" i Figur 30, ser vi at sylindren har en bevegelse lik en sinuskurve. Sylindrens hastighet, som er den derivate av posisjonen, ligger 180 grader faseforskjøvet og "jobber" etter samme referanse.

Legg merke til at kurven for hastigheten har en del ujevnheter når den passerer 0-linjen. Samtidig snur også sylindren retning fordi sylindrens statiske friksjon (stikksjon) gir sylindren en liten stans idet den snur. Dette vil i praksis kjennes som små "napp" i bevegelsen.

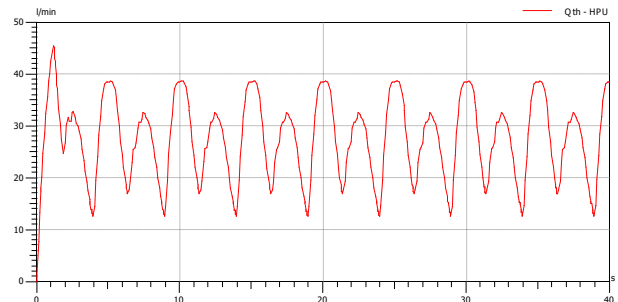


Figur 30

En måte å unngå dette på er å benytte samme teknikk som benyttes på servo og proposjonalventiler for å hindre avleiringer. Man

kan legge på et overlagret signal med høy frekvens og lav amplitude. Da vil sylindren aldri stå helt i ro og den statisk friksjonen vil ikke gjøre seg gjeldende i samme grad.

Hvis vi til slutt ser på hva pumpen leverer av strømning i Figur 31 ser vi at den går kontinuerlig og varierer strømningen etter behovet til systemet.



Figur 31

Slik kan vi fortsette å optimalisere systemet, prøve ut nye løsninger og komponenter uten at det koster særlig mye. Samtidig gir det oss verdifull lærdom om systemet som vi tar med oss ut når systemet monteres og startes opp.