



Eirik Zahl

November 2012





## Om yrkesfaglig opplæring i Hydraulikk,

### Grunnlagsdokumenter

Denne læreboka er utarbeidet for pensum til "Prosjekt til fordyping" i hydraulikk i videregående skoles trinn 3 – Vg3.

Pensum er beskrevet i

- Læreplan for VK1 Elektromekaniske fag i Reform 94
- Kompetansekrav beskrevet for Vg3 i Kunnskapsløftet av 2006.
- Læreplan for yrkesfaglig opplæring i hydraulikk godkjent av Bundesinstitut für Berufliche Bildung (BiBB), Berlin – Forbundsrepublikken Tysklands institutt for fagutdanning – som yrkesfaglig opplæring i Tyskland
- Læreplaner utgitt av "Den europeiske komité for hydraulikk- og pneumatikk" i EU-området (Cetop), beskrevet i Cetop- standardene:
  - Cetop RE 2004.01 H – Grunnleggende hydraulikk / Cetop kompetansenivå 1
  - Cetop RE 2004.03 H (IH2) – Industrihydraulikk / Cetop kompetansenivå 2

### Kompetansemål

Etter fullført opplæring skal eleven være i stand til å

- identifisere de enkelte hydrauliske komponenter og beskrive hvordan de fungerer
- lese hydrauliske koblingsskjema med integrerte elektriske styringer
- beskrive kretsenes virkemåte
- ivareta nødvendige renslighetskrav og kjenne til i klassifisering av renhetsklasser
- anvende aktuell teori for beregning av sylinderkrefter, strømningsstap og effektbehov
- være i stand til å feilsøke, identifisere og foreslå korreksjoner, eventuelt også rette feil i anlegget
- ha grunnleggende forståelse for helse-, miljø- og sikkerhetskrav (HMS)

### Gjennomføring

Opplæringen er delt i tre moduler:

- H1 – Fysikk, komponentkunnskap, renslighetskrav og HMS
- H2 og H3 – laborasjoner med henblikk på utvikling av systemforståelse gjennom praktiske øvinger.

Utdanningen vil samlet innfri mål- og kompetansekrav som beskrevet ovenfor. Etter bestått avsluttende prøve, vil elevene tildeles et kompetansebevis for gjennomført yrkesfaglig opplæring

Med gjennomført og bestått utdanning skal eleven kunne melde seg opp til tverrfaglig eksamen i en fagretning der kurset inngår som en del av fagutdanningen.



## Inndeling:

<b>1</b>	<b>Teoretisk grunnlag .....</b>	<b>7</b>
<b>2</b>	<b>Pumper og motorer .....</b>	<b>49</b>
<b>3</b>	<b>Hydrauliske ventiler .....</b>	<b>75</b>
<b>4</b>	<b>Sylindere .....</b>	<b>107</b>
<b>5</b>	<b>Systemkomponenter .....</b>	<b>145</b>
<b>6</b>	<b>Oppstart, Service og vedlikehold .....</b>	<b>175</b>
<b>7</b>	<b>Tabeller, symboler og formler.....</b>	<b>183</b>

## Tabelliste:

Tabell 1 – Utvalgte enheter i SI- systemet	12
Tabell 2 – Anbefalte strømningshastigheter	27
Tabell 3 – Styringsmaterialer og tillatte flatetrykk	139
Tabell 4 – Størrelsen på noen partikler i våre omgivelser	156
Tabell 5 – Anbefalte renhetsklasser for forskjellig utstyr og anbefalte filtere	163
Tabell 6 – SI- systemets grunnenheter	184
Tabell 7 – Avlede enheter fra SI- systemet	184
Tabell 8 – ISO- systemets enheter og tekniske måleenheter	185
Tabell 9 – Det greske alfabetet – Navn, små og store bokstaver	186
Tabell 10 – Standardiserte bokstavbetegnelse	186
Tabell 11 – Regneregler for potenser og kvadratrøtter	187
Tabell 12 – Utledning av flerleddede uttrykk	187
Tabell 13 – Trigonometriske regneregler	188
Tabell 14 – Overganger mellom lengde, areal og volum	188
Tabell 15 – Trykk-, kraft- og momentdiagram for ISO- og Tekniske enheter	189
Tabell 16 – Nomogram utarbeidet for mineralolje og vanlig driftstemperatur.	190
Tabell 17 – Nomogram for mineralolje	191
Tabell 18 – Volumstrømhastigheter relatert til trykket	194
Tabell 19 – Standardiserte nominelle trykk	194
Tabell 20 – Standardiserte innvendige sylinderdiametre	194
Tabell 21 – Standardiserte stempelstang diametre	194
Tabell 22 – Arealforhold ( $\phi$ ) for sylindere	195
Tabell 23 – SAE renhetsklasser	196
Tabell 24 – NAS renhetsklasser	196
Tabell 25 – ISO renhetsklasser	197
Tabell 26 – Oversikt over logiske symboler	198
Tabell 27 – Tekniske formler	202



## Innhold

<b>1</b>	<b>Teoretisk grunnlag .....</b>	<b>7</b>
1.1	Hydrauliske anlegg – generelt .....	8
1.2	Helse-, miljø og sikkerhet (HMS) .....	9
1.3	SI- systemet – Historikk .....	11
1.4	En liten krafthistorie .....	13
1.5	Trykk .....	17
1.6	Reynolds tall .....	26
1.7	Energi .....	27
1.8	Mekanisk kraftoverføring .....	30
1.9	Hydraulisk kraftoverføring .....	31
1.10	Effekt (P) .....	34
1.11	Kraft og energiomforming .....	35
1.12	Spenninger i hydrauliske rør .....	39
1.13	Symboler .....	44
1.14	Komponenter i hydrauliske anlegg .....	47
<b>2</b>	<b>Pumper og motorer .....</b>	<b>49</b>
2.1	Hydrauliske pumper – generelt .....	50
2.2	Pumpetyper .....	52
2.3	Effekttap i pumper .....	59
2.4	Trykkkompenserte pumper .....	61
2.5	Hydrauliske motorer .....	65
<b>3</b>	<b>Hydrauliske ventiler .....</b>	<b>75</b>
3.1	Retningsventiler .....	76
3.2	Styremetoder .....	79
3.3	Ventilens indre tetting .....	81
3.4	Overlapping .....	81
3.5	Trykkventiler .....	82
3.6	Volumstrømsventiler .....	90
3.7	Tilbakeslagsventiler .....	94
3.8	Reguleringsmetoder .....	95
3.9	Parallellstyring av sylindere .....	97
3.10	Proporsjonalhydraulikk – Innføring .....	99
<b>4</b>	<b>Sylindere .....</b>	<b>107</b>
4.1	Hydrauliske sylindere .....	108
4.2	Sylindertyper .....	109
4.3	Sylinderkrefter og kammertrykk .....	116
4.4	Reguleringsmetoder .....	119
4.5	Trykkstigning i differensialsylindre .....	120
4.6	Valg av sylinder .....	121
4.7	Endedemping .....	123
4.8	Endedemping – drivende krefter .....	126
4.9	Friksjonsforhold i sylindren .....	129
4.10	Tverrgående krefter .....	130
4.11	Innfestingsmetoder .....	137
4.12	Pakninger og styringer .....	139
4.13	Pakningstyper .....	141



<b>5</b>	<b>Systemkomponenter .....</b>	<b>145</b>
5.1	Hydraulikkaggregatet.....	146
5.2	Hydraulikk tanken.....	146
5.3	Hydraulikkvæska.....	148
5.4	Forurensningskontroll.....	152
5.5	Analyseteknikk .....	153
5.6	Prøvetakingsrutiner.....	154
5.7	Filtrering .....	155
5.8	Forurensningskilder .....	157
5.9	Klassifisering av filtre.....	159
5.10	Filtertyper .....	163
5.11	Generelle filteranbefalinger .....	165
5.12	Varmevekslere .....	165
5.13	Akkumulatorer .....	167
5.14	Måleutstyr .....	171
<b>6</b>	<b>Oppstart, Service og vedlikehold .....</b>	<b>175</b>
6.1	Oppstart .....	176
6.2	Service- og vedlikehold.....	180
<b>7</b>	<b>Tabeller, symboler og formler.....</b>	<b>183</b>
7.1	Grunnenheter i SI- systemet .....	184
7.2	ISO grunnenheter og eldre tekniske måleenheter.....	185
7.3	Det greske alfabetet.....	186
7.4	Bokstavkoder .....	186
7.5	Matematikk – Regneregler: .....	187
7.6	Trigonometri .....	188
7.7	Metriske potenser.....	188
7.8	Grafisk sammenligning av ISO- og Tekniske enheter .....	189
7.9	Nomogram for strømningshastighet i rør og slanger.....	190
7.10	Nomogram for trykkfall i rør og slanger.....	191
7.11	Nomogram for beregning av strømningsforhold i rør .....	192
7.12	Nomogram for beregning av strømningstap.....	193
7.13	Anbefalte volumstrømshastigheter.....	194
7.14	Standard hydrauliske trykk.....	194
7.15	Standardisering av sylindere.....	194
7.16	Renhetsklasser .....	196
7.17	Logiske symboler og deres funksjon.....	198
7.18	Anvendte formler.....	199
7.19	Tekniske formler.....	202



## 1 Teoretisk grunnlag

Arbeidet som vert gjort når ein akselererer (eller bremser) ein partikkel i løpet av eit infinitesimalt tidsintervall  $dt$  er gjeve ved:

$$\mathbf{F} \cdot d\mathbf{x} = \mathbf{F} \cdot \mathbf{v} dt = \frac{d\mathbf{p}}{dt} \cdot \mathbf{v} dt = \mathbf{v} \cdot d\mathbf{p} = \mathbf{v} \cdot dm\mathbf{v} = \frac{m}{2} d(\mathbf{v} \cdot \mathbf{v}) = \frac{m}{2} dv^2 = d\left(\frac{mv^2}{2}\right)$$

Delmål:

Etter å ha gjennomgått det teoretiske grunnlaget for hydraulikken, skal eleven

- Ha kjennskap til de viktigste SI- enheter og kunne benytte disse i enkle beregninger
- Kunne forklare forhold rundt trykk, strømning og energiforhold i hydrauliske anlegg
- Ha kjennskap til hvorfor trykkfall og effekttap oppstår i hydrauliske anlegg
- Kunne foreta enkle beregninger av sylinderkrefter i hydrauliske anlegg
- Kjenne til dimensjonerende belastninger i rør og slanger
- Ha forståelse for oppbyggingen av hydrauliske og pneumatiske symboler i henhold til NS 1422
- Kunne lese enkle koblingsskjema og identifisere de enkelte komponenter og deres virkemåte
- Kjenne til HMS- krav i forbindelse med hydrauliske anlegg

Husk at  $\gamma = (1 - v^2/c^2)^{-1/2}$ , slik at:

$$E_k = m\gamma v^2 - \frac{-mc^2}{2} \int \gamma d(1 - v^2/c^2) = m\gamma v^2 + mc^2(1 - v^2/c^2)^{1/2} + C$$

Og dermed:

$$E_k = m\gamma(v^2 + c^2(1 - v^2/c^2)) + C = m\gamma(v^2 + c^2 - v^2) + C = m\gamma c^2 + C$$

Integreringskonstanten finn ein ved å observere at  $\gamma = 1$  når  $\mathbf{v} = 0$ , slik at vi får den vanlege likninga:

$$E_k = m\gamma c^2 - mc^2 = \frac{mc^2}{\sqrt{1 - v^2/c^2}} - mc^2$$



## 1.1 Hydrauliske anlegg – generelt

I mekaniske anlegg benyttes ofte luft (pneumatikk) eller olje (hydraulikk) som arbeidsmedium. Valg av arbeidsmedium avhenger av oppgaven som skal utføres. I hovedsak benyttes pneumatikk når en foretrekker hurtighet framfor kraft og motsatt: hydraulikk når det kreves stor kraft og hurtighet er av mindre betydning.

Et annet skille mellom pneumatiske og hydrauliske anlegg er kontrollerbarheten. Ettersom luft er komprimerbar, vil en sylinders bevegelse avhenge av trykket den tilføres og mottrykket som lasten utøver på sylindere. En luftsylder vil derfor i prinsippet kun ha to stillinger – helt inne eller helt ute. I hydrauliske anlegg kan en derimot styre bevegelsen ved å kontrollere oljemengden som pumpes inn i sylindere. Olje kan ikke komprimeres og sylinderbevegelsen vil derfor variere med hvor mye olje som presses inn i sylindere. I motsetning til en pneumatisk sylinder som kontrollert, kun kan stå enten helt ute eller helt inne, så kan en hydraulisk sylinder plasseres i nøyaktig ønsket posisjon.

Moderne industrivirksomhet er pålagt store krav til personvern (HMS), driftssikkerhet og nøyaktighet. Samtidig med den teknologiske utviklingen innen industri, skipsfart, offshore- og oljevirkosomhet har disse kravene ført til en stadig større anvendelse av hydrauliske systemer på grunn av hydraulikkens fordeler:

- Overføring av energi kan skje uten bevegelige deler mellom energikilden (hydraulikk-pumpen) og motoren (sylindere / aktuatoren)
- Sylinder- og aktuatorbevegelser<sup>1</sup> har styrbar posisjonering
- Teknikken er anvendbar uavhengig av ytre miljø som over eller under vann, varmt eller kaldt klima og brann- eller eksplosjonsfare
- Teknikken har høy virkningsgrad i forhold til sammenlignbare former for energioverføring
- Teknikken har stor driftssikkerhet og lang driftstid

Parallelt med utviklingen av hydraulisk teknologi, har det skjedd en rivende utvikling innenfor elektronikken. Anvendeligheten av elektroniske styresystemer har medført at hydraulikk og elektronikk kombineres i stadig større grad. Ikke bare i forhold til ventilstyring, men også for å kontrollere volumstrøm og dermed sylinderbevegelse og sylinderhastighet.

Ved konstruksjon av hydrauliske kretser må en ta hensyn til tap som vil følge av pakningsfriksjon, endringer i volumstrøm, interne lekkasjer osv. Beregningsgrunnlag for slike tap kan en finne i de enkelte produsenters produktkataloger og vil derfor ikke tas med i boka.

---

<sup>1</sup> Aktuator: Innretning som utløser / iverksetter en handling – får noe til å begynne å bevege seg.





## 1.2 Helse-, miljø og sikkerhet (HMS)

### 1.2.1 HMS – Generelt

Arbeid med hydrauliske anlegg medfører kontakt med væsker som har forskjellige tilsetningsstoffer avhengig av væskas bruksområde. Den enkelte må derfor ivareta yrkeshygiene forhold slik at helse- og miljømessige skader kan unngås.

Gjennom de senere år har det oppstått en økende forståelse for de faremomenter som er forbundet med enkelte kjemiske stoffer. Det er derfor viktig å øke kunnskapen om, og å ta forholdsregler mot eventuelle helsefarer vedrørende samtlige produkter som benyttes både i industrien og i husholdningene, for å sikre trygge arbeidsforhold og et godt arbeidsmiljø.

Hydrauliske væsker har den fordelen at de benyttes i lukkede systemer og derfor utgjør liten fare i det daglige. Likevel er det ikke til å unngå at hydraulikkvæsker må behandles i "det åpne rom" i forbindelse med etterfylling, lekkasjer og ikke minst ved reparasjon og ettersyn av hydrauliske anlegg.

De fleste hydrauliske væsker utgjør således en ubetydelig helsefare ved normal bruk, såfremt det tas normale forholdsregler ved oljeskift, etterfylling og vedlikeholdsarbeid. De forskjellige produsentene legger dessuten stor vekt på de yrkeshygieniske aspektene når de utvikler nye resepter. I dag er det derfor kun få hydraulikkvæsker som blir vurdert som merkepliktige i henhold til norsk lovgiving og derfor må merkes med symbolene Xn (helse-skadelig), Xi (irriterende) osv.

### 1.2.2 Helsefarer

#### 1.2.2.1 Hudkontakt

Eksponering mot huden er antagelig den vanligste form for kontakt med hydraulikkvæsker og smøremidler generelt. Mineraloljer og de fleste syntetiske væsker har en avfettende virkning på huden og dette kan resultere i irritert hud og utvikling av eksem. Hyppig og langvarig hudkontakt kan utløse allergi og i enkeltstående tilfeller også hudsykdommer og endog hudkreft.

Eventuelt oljesøl på huden bør derfor fjernes umiddelbart med såpe og varmt vann.

#### 1.2.2.2 Øyekontakt

Sprut fra hydraulikkvæsker kan ofte være smertefullt selv om det vanligvis ikke fører til varige skader. Ved sprut i øynene skal det skylles med rikelige mengder vann i minimum 10 minutter. Hvis øyet viser tegn til irritasjon skal lege konsulteres.

#### 1.2.2.3 Svelging

Svelging er lite aktuell som skadeårsak. Ved omtapping av små rester på brusflasker eller annen emballasje brukt til næringsmidler, har det imidlertid hendt at hydraulikkvæsker har blitt drukket. Vanlige mineraloljer vil generelt i slike tilfelle sjeldent gi større skader enn et forbigående ubehag. Hydraulikkvæska kan imidlertid inneholde skadelige tilsetninger slik at legehjelp er nødvendig.

Det må ikke under noen omstendigheter fremkalles brekninger. Det vil da oppstå fare for at væska dras ned i lungene (aspirasjon) og det blir påkrevd med

### øyeblikkelig legehjelp

Enkelte vannbaserte hydraulikkvæsker, spesielt produkter i konsentrert form, kan være svært alkaliske (høy pH-verdi) og derfor virke sterkt irriterende på slimhinnene i halsen. Ved svelging av slike og andre merkepliktige produkter, bør lege tilkalles.



#### 1.2.2.4 Innånding

Innånding av væskedamp forekommer sjelden i forbindelse med hydrauliske anlegg, men væskedamp kan virke irriterende på slimhinnene i svelg og luftveier. Væskedamp kan også fremkalle svimmelhet, hodepine og kvalme. Ved høyere konsentrasjoner kan det inntre bevisstløshet.

Enkelte hydraulikkvæsker vil skille ut helseskadelig damp ved overoppheting. En skal være spesielt oppmerksom på hydrogensulfid ( $H_2S$ ) som er en meget giftig gass (yrkeshygienisk grense på 3 ppm). Gassen lukter som råtne egg, men ved større konsentrasjoner bryter den ned luktecellene i nesen i løpet av få sekunder slik at en kan gå inn i store gasskonsentrasjoner uten at en merker det. Merker en gasslukst, skal en derfor trekke vekk fra området uten opphold.

#### 1.2.2.5 Vernetiltak

Bruk av egnet verneutstyr bør være en naturlig del av påkledningen for alle som skal arbeide med hydrauliske anlegg. De fleste bedrifter følger opp HMS- arbeidet på en god måte, men til syvende og sist er det likevel den som utfører arbeidet som må sørge for å ivareta sin egen helse og sikkerhet. Ved arbeid der en kommer i kontakt med hydrauliske væsker må en holde seg til visse forholdsregler.

- Det bør benyttes hansker av motstandsdyktige materialer som for eksempel PVC, når en arbeider med hydraulikkvæsker. Ved lettere arbeid er engangshansker et alternativ.
- Vernebriller skal benyttes når en arbeider med anlegg som står under trykk eller det er fare for at trykk kan være innestengt i anlegget eller at sprut kan forekomme.
- Er det fare for utløsning av innestengte trykk under vedlikeholdsarbeid, bør det også benyttes vernehansker som kan stoppe væskestråler under høyt trykk, slik at en forhindrer inntrenging av væske i huden.
- Benytt gjerne spesielle håndkremer (usynlig hanske og lignende) som gir en viss beskyttelse mot ulike typer væsker.

#### 1.2.2.6 Datablad

Norsk lov pålegger alle bedrifter å føre et stoffkartotek som inneholder yrkeshygieneiske datablad for alle produkter som benyttes i bedriften. Databladene gir nødvendige opplysninger om eventuelle helsefarer forbundet med stoffet og gir føringer for eventuelle forholdsregler, førstehjelp og nødvendig oppfølging ved skader.

Kartoteket skal ajourføres av bedriftens HMS- ansvarlige og oppbevares på et sentralt sted i bedriften slik at det er lett tilgjengelig for brukerne.



## 1.3 SI- systemet – Historikk

Norsk verkstedindustri standardiseringsentral besluttet å innføre SI- systemet (Système International d'Unités) som standard i 1974. fra og med 1. januar 1975 skulle intern dokumentasjon og Norsk standard (NS) gå over til SI- enheter. I perioden fram til 1. januar 1978 skulle måle- og prøveutstyr konverteres til SI og bestillinger og kommunikasjon skulle hovedsakelig foregå i henhold til SI. Fra og med 1. januar 1978 skulle Norge gå inn i den metriske verden samtidig med resten av Vest- Europa. Fra samme dato skulle det ikke være tillatt med annet enn SI- enheter i offentlige dokumenter.

VO- publikasjon nr 22 (utgitt av MVL) behandler dette og Norges Standardiseringsforbund har utgitt et eget hefte som beskriver SI- systemet:

### 1.3.1 Mot et enhetlig målesystem

Måleenheter er oppstått etter hvert som behovet for å måle forskjellige størrelser har meldt seg. Fra de tidligste tider har man søkt å knytte enhetene til allmenngyldige referanser, f. Eks. en dagsreise, en favn, en håndsbredd, en fot eller en tomme. En tønne land var det området skulle sås til med en tønne såkorn. Men disse enheter var gjerne forskjellige fra land til land, og noen ganger ulike i forskjellige landsdeler.

Med den franske revolusjon ble det metriske målesystem introdusert som et omfattende og logisk system under mottoet: "For alle folk – til alle tider".

I 1875 undertegnet 17 nasjoner – deriblant Norge og Sverige – Meterkonvensjonen, og Det internasjonale byrå for mål og vekt (BIPM) ble opprettet for bl. a. å utarbeide meter og kilogramprototypene. Disse prototypene ble utført så nøyaktig som datidens vitenskap kunne make. Senere er det foretatt visse revisjoner, og de definisjoner som ble fastsatt i 1898 gjaldt for meterens vedkommende fram til 1960, og for kilogrammet gjelder de ennå. Generalkonferansen for mål og vekt (CGPM) som er den høyeste mellomstatlige instans for vedtak om størrelser, enheter og deres symboler, besluttet i 1948 å utarbeide et omfattende og entydig system basert på metriske mål. I 1960 ble dette gitt navnet Système International d'Unités (SI). I dag er det bare kilogrammet som er knyttet til en arkivprototyp. De øvrige har fått sine definisjoner som man med stor nøyaktighet kan rekonstruere i laboratoriene.

Système International d'Unités innføres nå ved lov i mange land, og dette medfører at de nasjonale standardiseringsorganisasjoner må revidere en stor del av sine standarder med hensyn til bruken av enheter. Eksempelvis regner den tyske standardiseringsorganisasjon DNA med å revidere ca. 400 DIN- normer pr. år fram til 1977. DIN- normene har stor gjennomslagskraft i norsk industri, men av enda større betydning er det at Det europeiske fellesskap (EF) påbyr at SI- enheter skal være innført og i bruk innen utgangen av 1977.

I august 1971 la handelsministeren i USA fram for Kongressen en omfattende rapport med tittel: "A metric America, a decision whose time has come". Handelsministeren konkluderte med at USA bør utarbeide en plan for overgang til "The International Metric System" (dvs. SI), og at dette bør skje systematisk i løpet av en 10- årsperiode.

Den internasjonale standardiseringsorganisasjon ISO utga i 1969 rekommandasjon R 1000: "Rules for the use of units and a selection of the decimal multiples and submultiples of SI- units".

Denne rekommandasjonen er i 1972 under revisjon og vil bli sendt ut som Internasjonal Standard ISO 1000.

### 1.3.2 Innføring av SI- systemet i Norge

Norges Standardiseringsforbund har bestemt at ISO- standardene fra og med 1. januar 1975, skal benyttes som grunnlag for Norsk Standard (NS). For å lette overgangen til bruk av SI- systemet, viser nedenstående tabell aktuelle SI- enheter med tilsvarende tekniske enheter.

Norges standardiseringsforbund har i løpet av de senere år utgitt en serie Norsk Standard for fysiske størrelser og SI- enheter. Disse er utgitt som delnummer av NS 1020, basert på tilsvarende ISO- rekommandasjoner. Som norske retningslinjer for bruken av SI- systemet foreligger NS 1020 "Regler for bruk av det internasjonale system for enheter (SI)".

Système International d'Unités (SI) / Den internasjonale standardiseringsorganisasjon (ISO) har utarbeidet nye standarder for tekniske beregninger.



### 1.3.3 SI- systemet – Fysiske enheter

Enheter som kalori (energi), kp (kraft), bar eller kp/cm<sup>2</sup> (trykk), km/t (hastighet) og hestekraft (energi) er godt kjente enheter som de fleste har et forhold til. Alle enhetene er tekniske måleenheter som er godt innarbeidet i dagliglivet og for så vidt greie å forholde seg til. Ulempen med det tekniske målesystemet er at enhetene ikke korresponderer med hverandre og det blir problemer når en skal foreta forskjellige beregninger.

Benevning	Formel-tegn	SI- enhet	Symbol	Tekniske enheter	SI og tekniske enheter
Distanse	s	meter <sup>2</sup>	m	m	
Areal	A	kvadratmeter	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	
Volum	V	kubikkmeter	m <sup>3</sup>		
Volumstrøm	q	kubikkmeter per sekund	m <sup>3</sup> /s	cm <sup>3</sup> /min	
Tid	t	sekund	s		
Hastighet	v	meter per sekund	m/s	km/t	1 m/s = 3,6 km/t
Kraft	F	Newton	N	kp <sup>3</sup>	1 kp = 9,81 N
Gravitasjon	g	m/s <sup>2</sup>			
Vridningsmoment	M	newtonmeter	Nm	kpm	
Masse	m	kilogram	kg	1 kp s <sup>2</sup> /m = 1 Hyl	1 kp s <sup>2</sup> /m = 9,81 kg
Spenning	σ	MPa	N/mm <sup>2</sup>		1 kp/mm <sup>2</sup> = 9,81 N/mm <sup>2</sup>
Spesifikt trykk	p	Pascal	Pa	bar	1 bar = 0,1 MPa
Arbeid	W	joule	J	kpm (hkh)	1 kpm = 9,81 Nm
Effekt	P	Watt	W		1 hk = 735,5 W
Energi	E	newtonmeter	Nm (J, Ws)	cal	1 cal = 4,1868 J
Temperatur	t	Kelvin <sup>4</sup>	K	C	0°C = 273,15 K
Varmemengde	Q	Joule	J	cal <sup>5</sup>	1 cal = 4,1868 J

**Tabell 1 – Utvalgte enheter i SI- systemet**

<sup>2</sup> Avstanden fra ekvator til Nordpolen er definert til å være 10 000 000 meter. I dag defineres en meter som en lengde tilsvarende 1 650 763,73 bølgelengder av oransjerødt kryptonlys.

<sup>3</sup> Kilopond (kp) er det tekniske målesystemets enhet for kraft. Enheten er et uttrykk for den kraft som er nødvendig for å løfte en masse (m) på 1 kg = 9,81 N.

<sup>4</sup> Skaleringen i K er lik C- skalaen. Kelvin tar imidlertid utgangspunkt i temperaturens absolutte 0-punkt som er -273,15°C. Vannets frysepunkt (0°C) blir dermed +273,15 K.

<sup>5</sup> En kalori (cal) er den energimengde som skal til for å varme opp et gram vann en grad Celsius.



## 1.4 En liten krafthistorie

Selv om tabellen sammenligner SI og tekniske enheter, kan det være greit med en utdyping av noen uttrykk, så vi tar like godt en liten historie

### 1.4.1 Om hastighet, vei, tid og akselerasjon

Historien vil ha det til at Newton satt under et tre da han fikk et eple i hodet. Det gjorde neppe særlig vondt, men det ville det muligens gjort hvis fallet hadde vært høyere.

Uansett – fallhøyden har betydning for hvor stor hastighet et legeme i fritt fall vil oppnå. Bare prøv selv – enten du vil hoppe fra en stol eller fra tredje etasje. Newton fant ut at et legeme i fritt fall måtte være utsatt for en ytre påvirkning – en kraft – som får det fallende legemet til stadig å øke hastigheten. Denne hastighetsøkningen eller akselerasjonen kommer av at to legemer utøver en tiltrekningskraft på hverandre. Tar du et lodd og henger det i enden av et tau, vil det henge rett ned. Setter du loddet i bevegelse og slenger det rundt deg i en rask rotasjon, vil loddet svinge utover slik at tauet blir stående i en viss vinkel. Denne vinkelen bestemmes av hvor fort du roterer og tiltrekningskraften mellom loddet og jorda. Samtidig merker en at jo forttere en roterer dess tyngre blir det å holde i tauet. (Loddet vil jo helst gå rett fram, men tvinges av tauet til å gå i bue.) Her utøves det en kraft som vil slynge loddet utover (sentrifugalkraften) mens du står i andre enden og utøver en like stor motkraft (sentrifugalkraften).

Disse kreftene virker også inn på solsystemet slik at planetene holder seg i sine baner rundt sola. Månen er et eksempel på slik rotasjon: den roterer rundt Jorda selv om den egentlig ville foretrukket å stikke av ut i rommet. Tiltrekningskraften (tauet) mellom Jorda og Månen er imidlertid så stor at den holder seg i sin bane.

### 1.4.2 Om massens iboende treghet

Newton hadde (kanskje) allerede før han fikk eplet i hodet, fastslått at

- et legeme som befinner seg i ro vil fortsette å være i ro inntil det utsettes for en ytre påvirkning som setter legemet i bevegelse

På samme måte vil

- et legeme i bevegelse fortsette å være i bevegelse inntil det påvirkes av en ny, ytre kraft
- Så er det dette med hastigheten da. Som tidligere nevnt; jo høyere fallet er – dess høyere blir hastigheten. Newton sa det slik:

- når et legeme påvirkes av en kraft, vil legemet få en akselerasjon i kraftens retning og akselerasjonen vil være proporsjonal med kraften som påvirker legemet.

Eplet Newton fikk i hodet, måtte med andre ord være utsatt for en ytre påvirkning. Hvis ikke ville det jo blitt hengende i treet. Newton mente at denne ytre påvirkningskraften måtte komme fra Jorda og han kalte kraften for gravitasjon (g).

Ettersom alle legemer er utsatt for gravitasjon, så blir de værende på Jorda eller hvis en prøver å kaste de opp i lufta, så faller de ned igjen.



### 1.4.3 Akselerasjon

Hvis fallet skjedde i lufttomt rom, vil hastighetsøkningen skje med en hastighet på 9,81 meter i sekundet per sekund fallet varer.

Det vil si at hastigheten til et legeme i fritt fall, vil være 9,81 m/sek etter et sekund, 19,62 m/sek etter to sekunder og 29,43 m/sek etter tre sekunder og så videre.

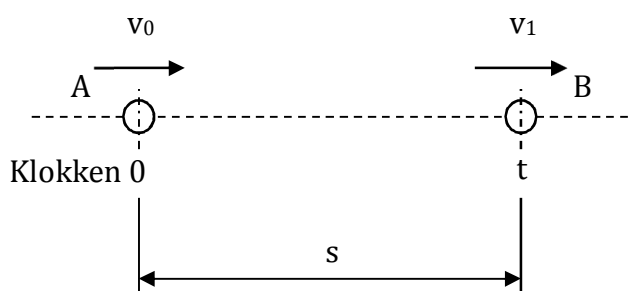
Vi sier at tyngdens akselerasjon eller gravitasjonen ( $g$ ) er  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

**Vær oppmerksom på at gravitasjonen varierer med hvor du befinner deg på Jorda. Målinger viser at den er om lag  $\frac{1}{2}\%$  høyere ved polområdene enn ved ekvator, så det å kjøpe gull i sydligere strøk og selge det i Norge, kan være en innbringende om enn noe tvilsom forretningspraksis.**

Hvis en bevegelse foregår med jevnt økende eller minkende hastighetsendring, kan vi sette opp ligninger for veilengde, hastighet, akselerasjon og tid. Bevegelsen fra A til B kan vi illustrere slik:

Klokka 0 passerer legemet punkt A med en hastighet lik  $v_0$ . Etter tiden  $t$  passerer punkt B, men nå har hastigheten økt til  $v_1$ . Tilbakelagt vei er strekningen  $s$ .

Hvis vi antar at hastighetsendringen har vært jevn over hele veilengden, så kan vi sette opp følgende formel:



**Figur 1 – Akselerasjon**

Hastighet ( $v$ ), veilengde ( $s$ ), akselerasjon ( $a$ ) og tid ( $t$ )

# 1

$$\text{Akselerasjon: } a = \frac{(v_1 - v_0)}{t}$$

Her er  $v_0$  utgangshastigheten mens  $v_1$  er sluttshastigheten og  $a$  er gjennomsnittsverdien av akselerasjonen. Hvis vi kjører bil og gir ujevnt gasspådrag, vil akselerasjonen variere i tidsperioden uten at vi kan regne ut disse variasjonene slik at vi er avhengige av å bruke gjennomsnittsverdien av akselerasjonen.

Uttrykket over kan vi løse med hensyn på hastigheten ( $v$ ) og får da at:

$$(1) \quad \text{Sluttshastighet: } v_1 = v_0 + a \cdot t$$

#### Eksempel 1:

Vi forutsetter at  $v_0 = 3 \text{ m/s}$ ,  $v_1 = 12 \text{ m/s}$  og at tiden = 6 sekunder.

$$\text{Dette gir at } a = \frac{(v_1 - v_0)}{t} = \frac{(12 - 3) \frac{m}{s}}{6s} = \frac{(12 - 3)m}{6s^2} = 1,5 \frac{m}{s^2}$$

Vi ser her at benevnningen for akselerasjon blir  $\text{m/s}^2$ . Det vil si at hastigheten endrer seg med akselerasjonens størrelse for hvert sekund som akselerasjonen varer.



I og med at fartsøkningen har vært jevn gjennom hele perioden, vil middelhastigheten bli gjennomsnittet av utgangshastigheten og sluttshastigheten:

$$2 \quad \text{Middelhastighet (v}_m\text{): } v_m = \frac{(v_1 + v_0)}{2}$$

Kjenner vi middelhastigheten og brukt tid, kan vi også beregne tilbakelagt veilengde:

$$(2) \quad s = v_m \cdot t = \frac{(v_1 + v_0)}{2} \cdot t$$

Ligningene 1 og 2 viser sammenhengen mellom vei, hastighet, akselerasjon og tid. De inneholder fem størrelser ( $v_0$ ,  $v_1$ ,  $s$ ,  $a$  og  $t$ ) hvorav tre må være kjente for å muliggjøre beregning av de to andre.

En omskrivning av ligningene kan gjøre dem lettere å bruke. Vi setter inn for  $v$  i ligning 2:

$$(3) \quad s = \frac{(v_1 + v_0)}{2} \cdot t = \frac{v_1 + v_0 + (a \cdot t)}{2} \cdot t = v_0 \cdot \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

Går vi videre og løser ligning 1 med hensyn på  $t$  og setter inn i ligning 2, så får vi:

$$(4) \quad s = \frac{v_1 + v_0}{2} \cdot \frac{v_1 - v_0}{a} = \frac{v_1^2 - v_0^2}{2a}$$

Ligning 4 kan vi så løse med hensyn på hastigheten  $v$  og får:

$$(5) \quad v_1 = \sqrt{v_0^2 + (2 \cdot a \cdot s)}$$

#### ➤ Forvirrende?

Ja vel, men la oss gå litt tilbake og se på eplet som angivelig traff Newton i hodet:

#### **Eksempel 2:**

**Epler faller som kjent ikke så langt fra stammen. Ikke faller de særlig høyt heller, men la oss anta at det befant seg tre meter over Newtons hode i eplet løsnet fra greina si.**

**Utgangshastigheten  $v_0$  vil her være lik 0 og akselerasjonen ( $g$ ) er  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Eplets hastighet i trefføyeblikket blir da:**

$$v_1 = \sqrt{v_0^2 + 2 \cdot a \cdot s} = \sqrt{v_0^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 3} = \underline{\underline{7,67 \text{ m/s}}}$$

#### ➤ Verre er det ikke ☺!



#### 1.4.4 Et fallforsøk

Gravitasjonen kan fastslås gjennom fallforsøk ved for eksempel å slippe et blylodd fra 10 meters høyde. Vi finner at tiden det tar for loddet fra det slippes til det treffer bakken, er 1,43 sekunder. Ettersom dette er et fritt fall, må en anta at akselerasjonen er jevn gjennom hele fallet.

##### Eksempel 3:

Vi ønsker å finne hvor stor gravitasjonen (tyngdens akselerasjon) er.

Det er gitt at  $v_0 = 0$ ,  $s = 10\text{m}$  og  $t = 1,43\text{s}$ . Vi tar ligning (3)  $s = v_0 \cdot \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$  og snur denne

med hensyn på akselerasjonen:  $a = \frac{2s - v_0 t}{t^2}$ , men i og med at  $v_0 = 0$ , så blir vi stående med

at  $a = \frac{2s}{t^2}$  og kan sette inn:  $a = \frac{2s}{t^2} = \frac{2 \cdot 10}{1,43^2} = 9,8 \text{ m/s}^2$

Når vi nå kjenner akselerasjonen, så kan vi også finne hastigheten i det loddet treffer bak-

ken:  $v_1 = \sqrt{v_0^2 + 2 \cdot a \cdot s} = \sqrt{0^2 + 2 \cdot 9,8 \cdot 10} = \sqrt{0 + 2 \cdot 9,8 \cdot 10} = \underline{\underline{14 \text{ m/s}}}$

Hvis lignende fallforsøk kunne gjennomføres i et lufttomt rom, ville vi finne at alle legemer uansett fasong tetthet, ville falle like fort. Tyngdens akselerasjon ved jordoverflata varierer som nevnt, men gjennomsnittsverdien er omlag  $9,81 \text{ m/s}^2$  og det er denne verdien som brukes i beregninger.

#### 1.4.5 Oppsummering

Nå nærmer vi oss historiens slutt:

**Kraft (F)** er et produkt av masse (m) og akselerasjon (a).

Når vi skal løfte en masse (m) så må vi overvinne tyngdens akselerasjon eller gravitasjonen (g). Vi må med andre ord bruke en kraft (F) for å løfte legemet.

En kan derfor si at  $F = m \cdot g$ .

Ettersom gravitasjonen (g) eller tyngdens akselerasjon gjelder kun på jorda, så bruker en i stedet den generelle betegnelsen akselerasjon (a) for å finne kraftens størrelse:

$$\text{Kraft (F)} = \text{masse (m)} \cdot \text{akselerasjon (a)}$$

Denne formelen er allmenngyldig og gjelder uansett hvilken retning kraften virker i.

# 3

Kraft (F):  $F = m \cdot a(N)$





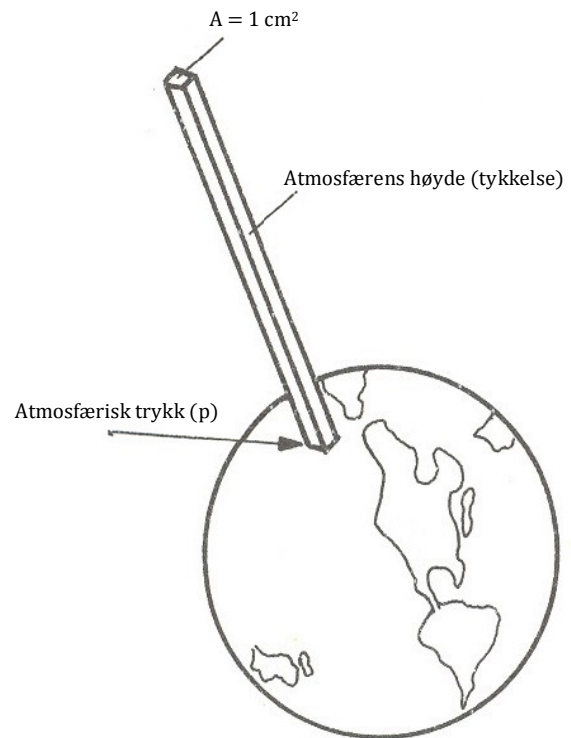


## 1.5 Trykk

Uansett hvor vi befinner oss, så vil vi være utsatt for et visst trykk. Lufta rundt oss utøver et trykk på - innenfra som utenfra, så merker vi ikke noe direkte press mot kroppen. Uten dykkerutstyr som lar trykkluft fra flaskene hjelpe oss å utligne trykket, vil vi derfor merke trykkstigningen allerede på få meters dybde. Denne trykkstigningen er et uttrykk for vekten av vannet som befinner seg over oss og kan sammenlignes med en sylinder der stampelet trykkes nedover av vannets vekt.

På samme måte trykker atmosfæren mot jordoverflaten.

En luftstøyle (Figur 2) med areal  $1\text{ cm}^2$  utgjør en masse på  $1\text{ kg}$ . Denne massen trykker mot jordoverflaten med en kraft<sup>6</sup> som er lik massen ( $m$ ) multiplisert med tyngdens akselerasjon ( $g$ ):



Figur 2 – Atmosfærisk trykk

En  $\text{m}^2$  inneholder  $100 \cdot 100\text{ cm}^2 = 10\,000\text{ cm}^2$ . På hver  $\text{m}^2$  av jorda vil det derfor hvile en masse som trykker mot jorda med en kraft på  $10\text{ (N/cm}^2) \cdot 10\,000\text{ (cm}^2) = 100\,000\text{ N/m}^2$ . Ettersom Pascal (Pa) er det samme som  $\text{N/m}^2$ , så vil et trykk på  $100\,000\text{ Pa}$  ( $100\,000\text{ N/m}^2$ ) bli det samme som  $10\text{ N/cm}^2$  som tilsvarer  $1\text{ bar}$  som er den tekniske måleenheten for trykk. Sammenligner vi verdiene i tabell 1, så ser vi at et trykk på

$$1\text{ bar} = 100\,000\text{ Pa (}10^5\text{ Pa)} \Rightarrow 1\text{ Pa} = 0,00001\text{ bar (}10^{-5}\text{ bar)}$$

eller

$$1\text{ bar} \sim 1\text{ kp/cm}^2 \sim 10\text{ N/cm}^2 \sim 0,1\text{ MPa} \Rightarrow 1\text{ MPa} = 10\text{ bar}$$

### 1.5.1 Absolutt trykk og manometertrykk

Når vi snakker om trykk, så er det to faktorer å ta hensyn til. Et vanlig manometer måler trykket inne i systemet i forhold til det utenforliggende trykket. Vi tar med andre ord ikke hensyn til atmosfæretrykket, men ser kun på trykket som er inne i anlegget – det spesifikke trykket. Summen av spesifikt trykk (målt manometertrykk) og atmosfæretrykket kalles absolutt trykk.

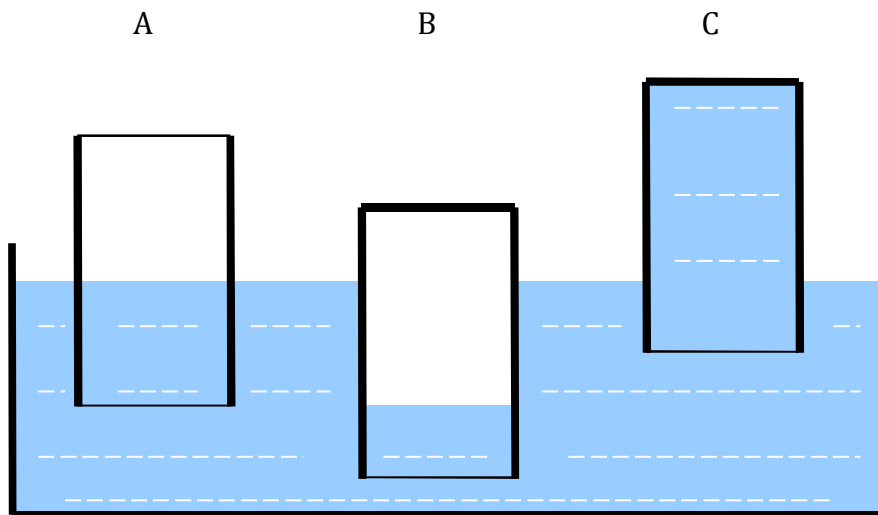
<sup>6</sup> Newton definerte kraft ( $F$ ) som et produkt av masse ( $m$ ) og gravitasjon ( $g$ ). Tyngdens akselerasjon ( $g$ ) ved jordoverflata er omlag  $9,81\text{ m/s}^2$  og Newton sa at en kraft ( $F$ ) er det som skal til for å løfte en masse ( $m$ ) x gravitasjonen. Dermed trengs det en kraft på  $9,81\text{ N}$  for å løfte et lodd med massen  $1\text{ kg}$  når gravitasjonen er  $9,81\text{ m/s}^2$ .



### 1.5.2 Atmosfæretrykket

Luftlaget som omgir jorda utøver et trykk på 1 013 mbar ved havoverflaten. (Dette skal vi se på i forbindelse med Pascals lov.) Atmosfæretrykket har en viss betydning i forhold til hydrauliske kretser.

Dette kan vi studere ved å bruke tre rørbiter der den første biten (A) er åpen i begge ender. Den neste rørbiten (B) er lukket i en ende og det samme er rør C.



Figur 3 – Atmosfæretrykkets virkning i åpent, lukket og luftomt rom

Setter vi rør A og B (med den tette enden oppover) ned i et kar med vann, vil vi se at vannet stiger opp i rør A og blir stående like høyt inne i røret som utenfor.

I rør B vil derimot lufttrykket inne i det lukkede røret hindre vannet i å stige like mye. Lufta i røret komprimeres tilsvarende det trykk som oppstår på grunn av tyngden til den vannmengden røret fortrenger. Vannet blir derfor stående på et lavere nivå inne i røret enn utenfor.

Rør C lar vi fylles med vann nede i karet. Etter å ha snudd røret med bunnen i været kan vi løfte røret oppover. Vi vil da se at vannet inne i røret følger med opp over det omkringliggende nivået. Det har oppstått et undertrykk i røret på grunn av at vi har fjernet atmosfæretrykket ved å fylle røret med vann.

Atmosfæretrykket som virker på vannflata utenfor røret vil gi en kraft som trykker vannet opp i rør C og holder det der.

Denne kraften er imidlertid svært begrenset i og med at atmosfæretrykket utgjør kun 0,1 MPa og ut fra at  $F = m \cdot g$ , så vil vannsøylen kun følge med om lag 10 meter til værs.



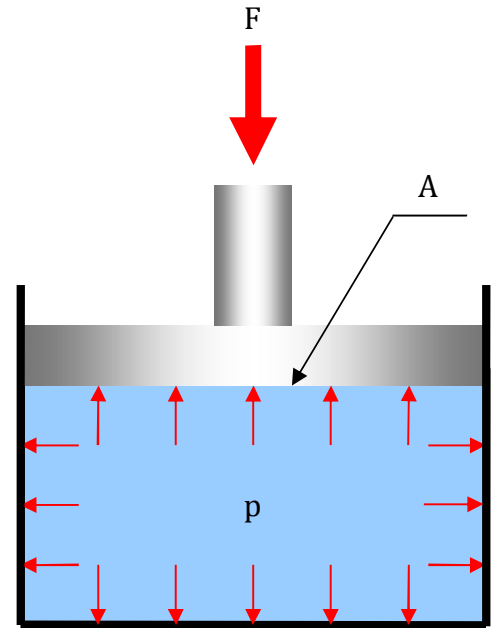
### 1.5.3 Pascals lov

På 1600- tallet satte Blaise Pascal seg fore å undersøke væskers fysikalske egenskaper og la dermed grunnlaget for hydrostatikken.

Pascals lov omhandler trykkforholdene i en stillestående væske som utsettes for et statisk trykk, men de samme forhold gjelder for gasser som utsettes for trykk. Innenfor hydraulikken der det dreier seg om å overføre effekt, må vi imidlertid også regne med de dynamiske faktorer): krefter som opptrer i væsker som er i bevegelse.

Normale arbeidstrykk i industrielt utstyr er i praksis 0 til 15 bar for trykkluft og tilsvarende fra 10 til 500 bar for hydraulikk.

Ved bruk av SI- enheter blir tallene veldig store og en velger derfor ofte å bruke MPa<sup>7</sup> (1 MPa = 10 bar) som er det samme som N/mm<sup>2</sup>.



Figur 4 – Statisk trykkfordeling

#### **Pascals lov:**

**I en væske er trykket i et punkt likt i alle retninger. Et trykk som utøves på en del av væskas overflate, overføres uforminset i alle retninger og gir en like stor kraft på like store arealer.**

Ved beregning av sylinderkraft kan en derfor sette inn trykket i MPa, arealet i mm<sup>2</sup> slik at svaret kommer ut i N.

I Figur 4 vil kraften (**F**) trykke stempelet nedover og skape et trykk (**p**) som er avhengig av arealet (**A**) på stempelet). Det betyr at

$$F = p \cdot A$$

Løser vi ligningen med hensyn på trykket, så får vi følgende formel:

**4**

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

**Vanligvis oppgis alle mål på tegninger i mm. Det kan derfor være fordelaktig å benytte MPa fordi tallene blir mere oversiktlige. MPa er det samme som N/mm<sup>2</sup> og 1 MPa tilsvarer 10 bar.**

**Ved å sette inn trykket (p) i MPa og arealet (A) i mm<sup>2</sup>, så vil svaret være i newton:**

$$F = p(\text{MPa}) * A(\text{mm}^2) = (N)$$

<sup>7</sup> Megapascal (MPa) er det samme som N/mm<sup>2</sup>. 1 bar = 100 000 Pa = 0,1 MPa (N/mm<sup>2</sup>).



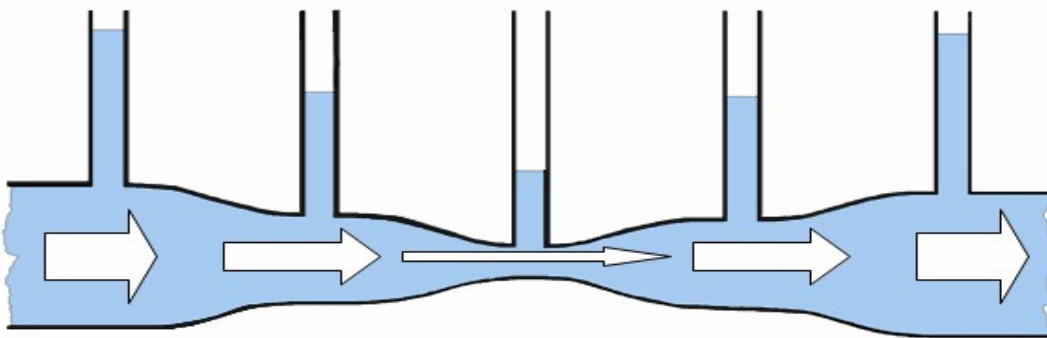
#### Eksempel 4:

La oss anta at stampelet i Figur 4 har arealet  $100 \text{ mm}^2$ . Stampelet påvirkes av en kraft (F) på  $2000 \text{ N}$ .

Dette gir følgende trykk:  $p = \frac{F}{A} = \frac{2000}{100} = 20 \text{ MPa}$  (~200 bar)

#### 1.5.4 Bernoullis lov

Bernoulli fant at trykket i væsker endrer seg når væskens hastighet endres. En stillestående væske vil ha et trykk som er avhengig av trykket i omgivelsene. Hvis vi ser bort fra det trykket som oppstår på grunn av væskas tyngde, vil væsketrykket i et åpent kar tilsvare atmosfæretrykket.



Figur 5 – Trykkfallsendringer i forhold til strømningshastighet i en rørledning

Lar vi derimot væska strømme ut fra karet gjennom en rørledning med varierende tverrsnitt, vil vi ved å måle på forskjellige punkter i rørledningen, finne at trykket endrer seg. Denne trykkendringen varierer med strømningshastigheten og vi vil se at trykket synker når hastigheten øker på grunn av minkende tverrsnitt og at trykket stiger igjen når tverrsnittet øker og hastigheten avtar. Stillingsenergien som væska hadde mens den sto i karet, omdannes i rørledningen til bevegelsesenergi. Ettersom energi ikke kan oppstå eller forsvinne, så vil dannelsen av bevegelsesenergi gå på bekostning av den opprinnelige stillingsenergien. Når rørledningen utvider seg, vil bevegelsesenergien avta og det statiske trykket stiger igjen i takt med hastighetsreduksjonen.

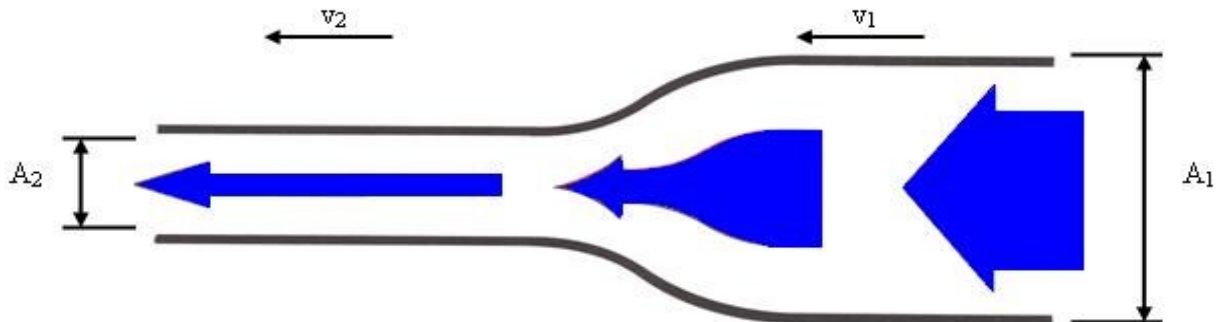
(Forutsetningen for disse betingelsene skal stemme, er at væskas bevegelsesretning skjer i et vannrett plan og at en ser bort fra strømningstap. Skjer strømmingen i en ledning der det er høydeforskjell som for eksempel ved kraftverk, må en ta hensyn til høydeforskjellen ved å benytte Bernoullis<sup>8</sup> ligning.)

<sup>8</sup> Bernoullis ligning:  $p_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot h_2$



### 1.5.5 Kontinuitetsligningen

Bernoullis lov om trykkfall og hastighetsendringer i en innsnevret rørledning leder oss videre til kontinuitetsligningen. Når hydraulikkolje som strømmer gjennom et anlegg, vil væska ha varierende hastighet etter hvor mye hydraulikkolje som skal presses gjennom systemet og hvor stort tverrsnitt (gjennomstrømningsareal) det er på slanger og rør. Når gjennomstrømningsarealet avtar, så vil hastigheten stige for å kompensere for redusert tverrsnitt på ledningen. Tilsvarende vil hastigheten avta når tverrsnittet øker, så framtvolumstrømmen er konstant.



Figur 6 – Forholdene mellom strømningsareal og strømningshastighet i et rør

Dette illustreres i Figur 6, der en bestemt volumstrøm passerer gjennom en ledning med et stort areal ( $A_1$ ) med hastigheten  $v_1$ . Hydraulikkvæska strømmer så inn i en innsnevret ledning med arealet  $A_2$ . Dette medfører at væskehastigheten øker til  $v_2$ .

Hvis vi ser på et tilfeldig punkt i ledningen, så vil volumstrømmen i punktet være gitt av forholdene mellom  $A_1$ ,  $v_1$ .

Det vil si at  $q_1 = A_1 \cdot v_1$ ,  $q_2 = A_2 \cdot v_2$ ,  $q_3 = A_3 \cdot v_3 = \text{osv.}$

Disse forholdene viser at volumstrømmen ( $q$ ) er konstant gjennom et lukket system, selv om strømningsarealet endres.

## 5

Kontinuitetsligningen:  $q = \text{konstant} \Rightarrow A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$

Hastighetsendringer oppstår når vi manøvrerer ventiler, når strømningsarealet endres eller når rørene skifter retning.



### 1.5.6 Volumstrøm

Volumstrømmen ( $q$ ) gjennom ei pumpe avhenger av antall stempelslag per sekund eller hvor stort volum som leveres per sekund fra ei roterende pumpe. Volumstrømmen blir derfor et uttrykk for hvor mye hydraulikkolje som passerer gjennom pumpa per tidsenhet.

# 6

$$\text{Volumstrømmen: } q = \frac{\text{Volum} \cdot \text{slagtall}}{\text{tid}} = \frac{V \cdot n}{t}$$

#### Eksempel 5:

Vi lar en sylinder arbeide med 20 slag i sekundet. Sylinderearealet  $A = 2 \text{ cm}^2$  og slaglengden  $s = 3 \text{ cm}$ . Det gir følgende volumstrøm:

$$q = \frac{\text{Volum}}{\text{tid}} = \frac{V}{t} = \frac{A \cdot s \cdot n}{t} = \frac{2 \cdot 10^{-4} \cdot 3 \cdot 10^{-2} \cdot 20}{1} = \underline{\underline{1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}}$$

(eller:  $0,00012 \text{ m}^3/\text{s} \Rightarrow 120 \text{ cm}^3/\text{s}$ )

Eksempelene viser at  $\text{mm}^3$  er en uhensiktsmessig enhet. Tallene blir ekstremt store og kan gjøre det vanskelig å relatere verdiene til forståelige enheter:

$1 \text{ cm}^3$  inneholder  $1000 \text{ mm}^3$  –  $1 \text{ liter}$  inneholder  $1000 \text{ cm}^3$  –  $1 \text{ m}^3$  inneholder  $1000 \text{ liter}$ .

Herav følger at  $1 \text{ m}^3 = 1000 \cdot 1000 \cdot 1000 \text{ mm}^3 = 1\,000\,000\,000 \text{ mm}^3$  eller  $10^9 \text{ mm}^3$ .

I følge ISO og NS skal enhetene  $\text{m}$ ,  $\text{m}^2$  og  $\text{m}^3$  brukes. Det kan likevel være en fordel å benytte enheter som  $\text{cm}$ ,  $\text{cm}^2$ ,  $\text{cm}^3$  og liter når en beregner volumstrømmer, da de fleste har et forhold til disse enhetene i den forstand at de vet hvor stor en  $\text{cm}^3$  eller en liter er.

Selv om det er et avvik fra ISO og NS, så benyttes både liter og  $\text{cm}^3$  av utstyrsprodusentene som oppgir pumper og motorers fortreningsvolum i  $\text{cm}^3$  og volumstrømmen i liter per minutt.

Resultatet i eksempel 5 kan ut fra ovenstående gjøres om til  $\text{cm}^3$  som antydnet, da volumstrømmen ( $q$ ) på  $1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  er det samme som  $= 120 \text{ cm}^3/\text{s}$ .

Samtidig vil en se at i beregninger av store volumstrømmer med fordel kan bruke liter per min. ( $\text{l}/\text{min}$ ) i stedet for  $\text{cm}^3/\text{sek}$ .

En får da at:  $120 \text{ cm}^3/\text{sek} = 0,12 \text{ liter per sekund} \Rightarrow 0,12 \cdot 60 = 7,2 \text{ l}/\text{min}$ .

#### Eksempel 6:

La oss øke pumpehastigheten i eksempel 5 fra 20 til 100 slag per sekund. Vi bruker  $\text{cm}$  i stedet for  $\text{m}$  i beregningene slik at arealet ( $A_1$ ) =  $2 \text{ cm}^2$  og slaglengden ( $s$ ) =  $3 \text{ cm}$ .

Vi setter dette inn i formelen:

$$\text{Volumstrømmen } q = \frac{\text{Volum}}{\text{tid}} = \frac{V}{t} = \frac{A \cdot s \cdot n}{t} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 100}{1} = \underline{\underline{600 \text{ cm}^3/\text{sek}}}$$

Omgjort til  $\text{l}/\text{min}$ :  $600 \text{ cm}^3/\text{sek} \cdot 60 = 36000 \text{ cm}^3/\text{min} = \underline{\underline{36 \text{ liter}/\text{min}}}$ .



# 7

Strømningshastighet ( $v$ ):  $v = \frac{\text{volumstrøm}}{\text{areal}} = \frac{q}{A}$

## Eksempel 7:

En volumstrøm der  $q = 36 \text{ l/min}$ , passerer gjennom et rør med  $\varnothing 15\text{mm}$  ( $1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ ).  $36 \text{ l/min}$  gjøres til  $\text{m}^3$  per sekund:  $36 \text{ liter} = 0,036 \text{ m}^3$  per minutt. Delt med 60 gir det  $0,0006 \text{ m}^3/\text{s}$  eller skrevet med potenser:  $6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

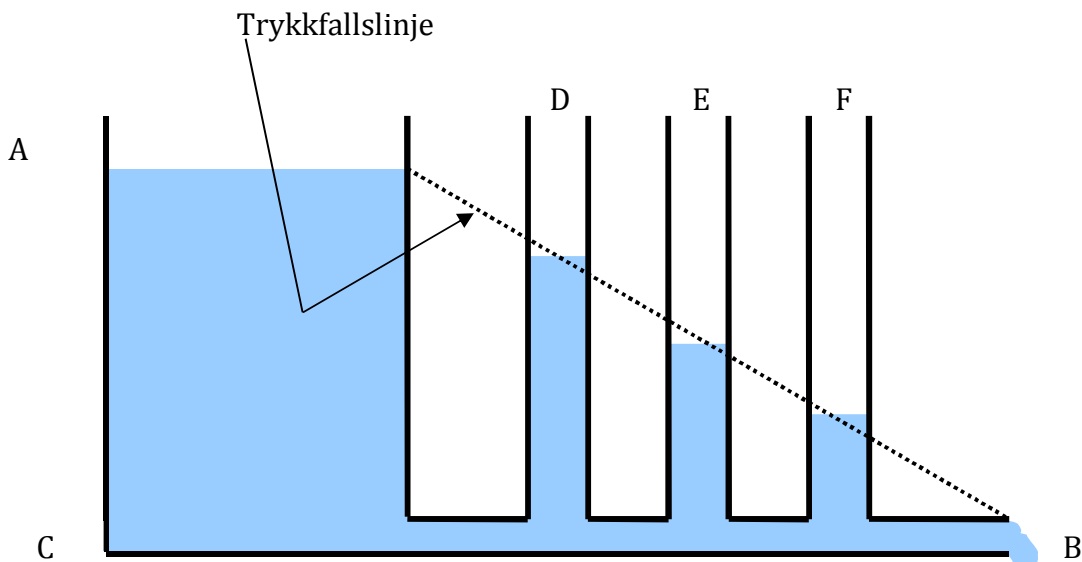
## Løsning:

Vi finner først strømningsarealet:  $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (1,5 \cdot 10^{-2})^2}{4} = \underline{1,77 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}$

Dermed blir hastigheten:  $v = \frac{\text{volumstrøm} (q)}{\text{areal} (A)} = \frac{6 \cdot 10^{-4}}{1,77 \cdot 10^{-4}} = \underline{3,39 \text{ m/s}}$

### 1.5.7 Strømningsmotstand og trykkfall

Figur 7 viser hvordan trykket i et anlegg avhenger av friksjonen mellom væske og rørledning. Væska strømmer i dette tilfellet fra et stort kar med konstant fyllingsgrad ut gjennom en rørledning. På grunn av friksjonen dannes det et "mottrykk" i ledningen og væska vil stige opp i de forskjellige greinrørene. Stigehøyden er imidlertid avhengig av det til enhver tid tilstedeværende trykk<sup>9</sup> og ettersom friksjonskreftene blir mindre etter hvert som en nærmer seg utløpet, så blir også trykket mindre og væska stiger ikke så høyt i greinrørene lenger.



Figur 7 – Trykkfall i en rørledning

Væskeshøyden i rørene D, E og F viser hvordan strømningsmotstanden (friksjonen) påvirker trykkfallet i rørledningen.

<sup>9</sup> Trykk består av to komponenter: Statisk (stillestående) og dynamisk (bevegelse) trykk. Disse trykkene vil alltid avhenge av hverandre slik at hvis det ene øker, så må det andre avta. Ideelt sett vil summen av statisk og dynamisk trykk være konstant. I praksis vil strømning medføre et visst tap og dette gjør at totaltrykket avtar gjennom ledningen. Se avsnittet om energi – side 29.



Hvis vi antar at væskas tyngde utgjør et trykk på 0,1 MPa (1 bar) i bunnen av karet ved punkt C. Ved punkt B der væska renner ut, vil det ikke være noe målbart trykk. Trykkfallet gjennom rørledningen er med andre ord 0,1 MPa. Dette betyr at all stillingsenergi som væska har i punkt C, har gått med til å overvinne friksjonen ved å drive vannet gjennom rørledningen.

I alle elementer og ledninger i hydrauliske anlegg oppstår det friksjon. Dette er i hovedsak friksjon mellom ledningsveggene (ytre friksjon), men det oppstår også friksjon mellom væskemolekylene (indre friksjon) ettersom disse vil ha forskjellig hastighet selv om strømmingen er laminær. I et hydraulisk anlegg fører friksjonen til oppvarming av både hydraulikkvæska anleggets forskjellige elementer.

Nå vet vi fra tidligere at energi ikke kan forsvinne. Den statiske energien som var til stede i væska ved punkt C, har blitt omdannet til varmeenergi som har resultert i et trykkfall i rørledningen.

Størrelsen på trykkfall og varmetap avhenger av den indre motstanden i anlegget og beror på følgende faktorer:

- Strømningshastigheten som gis av ledningstverrsnitt og volumstrøm
- Strømningsforholdene (laminær eller turbulent)
- Type og antall endringer av ledningstverrsnittet (volumstrømsregulatorer, retningsventiler og lignende)
- Hydraulikkvæskas viskositet
- Ledningens lengde og retningsendringer
- Rørledningens indre overflatebeskaffenhet
- Ledningsopplegget utførelse (kuplinger, bend osv.)

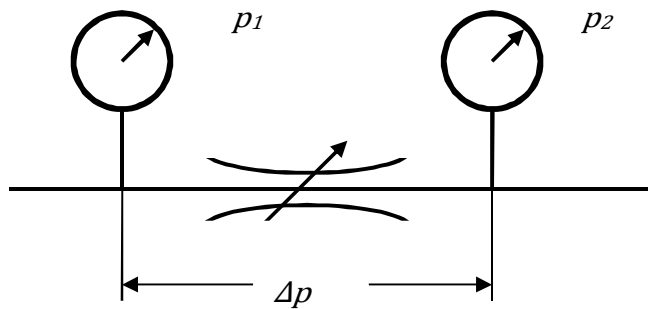
I hovedsak er det strømningshastigheten som er den viktigste påvirkningsfaktoren. Årsaken til dette ligger i at friksjonen (og den kinetiske energien) stiger med kvadratet av hastighetsøkningen.

Hvis vi struper utløpet, vil strømningsmotstanden øke. Dermed skjer det en trykkoppbygging i ledningen og væskehøyden i stigerørene vil øke. Dette er samme effekt som når vi bruker strupeventiler i en hydraulisk ledning. Dess større struping, dess høyere trykkoppbygging foran ventilen og desto mindre blir volumstrømmen ut av ventilen og en sylinder eller en motor vil gå med mindre hastighet.

### 1.5.8 Trykkfall over komponenter

Når væsken strømmer gjennom et hydraulisk anlegg, vil en innsnevring i strømningsarealet opptre som en motstand mot volumstrømmen. Dette fører til at trykket i væska bygger seg opp til et høyere nivå. Avhengig av volumstrømmens størrelse vil trykket bygge seg opp til det maksimale trykk som er nødvendig for å drive volumstrømmen fra pumpa og gjennom anlegget. Trykket vil så avta gradvis etter hvert som volumstrømmen passerer de enkelte strømningsmotstander for å falle helt til 0 i det væsken strømmer inn i tanken igjen.





Figur 8 – Trykkfall over en strupeventil

Variasjonene i trykket er avhengig av anleggets utforming, overganger mellom slanger og rør, utforming av ventiler, sylindere og øvrige komponenter i anlegget.

Selv rørledningene vil utvirke et trykkfall på grunn av friksjon mellom væske og rørvegg – spesielt der rørene er bøyd eller det er overganger mellom rørdeler.

Figur 8 viser trykkfallet over en reguleringsventil der differansen i trykket ( $\Delta p$ ) kan avleses på manometrene.

Uten å gå inn på den teoretiske beregningen<sup>10</sup> av trykkfallet, kan vi konstatere at trykkfallet avhenger av:

- Gjennomstrømningsarealets størrelse og utforming
- Lengden på røropplegget
- Volumstrømmen
- Hydraulikkvæskens viskositet

Ved å måle trykket ved før og etter en komponent eller en innsnevring, kan vi finne trykkfallet ved å trekke utløpstrykket fra innløpstrykket. Vi kan derfor si at:

## 8

$$\text{Trykkfall: } \Delta p = p_1 - p_2$$

I et hydraulisk anlegg vil alle trykkfall være med på å redusere effekten. I tillegg vil et trykkfall bidra til både varmgang som nødvendiggjør installasjon av kjølere og indre slitasje (kavitasjon) som på sikt, fører til at komponenter og rør må skiftes.

### 1.5.9 Laminær og turbulent strømning

Når en væske strømmer gjennom en rørledning med konstant tverrsnitt og i lav hastighet, vil væskepartiklene (molekylene) bevege seg i jevne baner parallelt med strømningsretningen. Dette kalles laminær strømning og er den som gir minst tap i systemet.

Hvis hastigheten eller friksjonen mellom væske og rør økes, vil strømningsforholdene ødelegges ved at det oppstår virvelstrømmer som går på tvers av strømningsretningen. Dette kalles virvelstrømmer eller turbulens.

<sup>10</sup> Trykkfall over enkeltkomponenter, fittings og røroverganger kan beregnes etter nomogrammet for strømningstap vist på side 203.



Et eksempel på laminær og turbulent strømning kan enkelt studeres ved å la en tent sigarett stå i ro i vertikal stilling.

- I området nærmest og rett over sigaretten vil røyken være uforstyrret av ytre påvirkning og stige rett til værs – strømningen er laminær.
- Lenger opp vil imidlertid varmestrømmen fra sigaretten påvirkes av ytre forstyrrelser og strømningen blir uroligere – den blir turbulent.

Turbulens i væskestrømmen medfører med andre ord et energitap eller trykkfall i rørledningen. Overgangen fra laminær til turbulent strømning i et glatt rør, kan beregnes ved hjelp av Reynolds (Re) tall.

## 1.6 Reynolds tall

Reynolds tall er avhengig av

- Volumstrømmens hastighet  $v$  (m/s)
- Rørets diameter  $d$  (m)
- Væskas kinetiske viskositet  $\nu$  (ny) ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

# 9

Reynolds tall (Re):  $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$

Beregning av Re etter denne formelen kan tolkes slik:

$Re < 2300$  gir laminær strømning

$Re > 2300$  medfører turbulent strømning

Verdien på 2300 kalles for det Reynolds kritiske tall ( $Re_{\text{krit}}$ ) og gjelder for runde, glatte rør.

Omslaget fra laminær til turbulent strømning skjer når  $Re_{\text{krit}}$  overstiges. Omslaget fra turbulent til laminær strømning skjer imidlertid ikke umiddelbart selv om volumstrømmens hastighet senkes.

Dette omslaget skjer først når en er kommet ned til en verdi lik  $\frac{1}{2} Re_{\text{krit}}$ .

For å unngå store friksjonstap i rørledninger bør en påse at  $Re_{\text{krit}}$  ikke overstiges. I enkelte korte rørledninger, ledningsforbindelser og i ventiler aksepterer en likevel at det oppstår turbulente strømninger.

Ettersom den kritiske hastigheten ikke er et fastlåst tall, men avhenger av rørets diameter og væskas viskositet, blir det derfor som regel brukt empiriske verdier. De anbefalte hastighetene i tabellen nedenfor er basert på ei hydraulikkvæske med en maksimal viskositet<sup>11</sup> på  $70 \text{ mm}^2/\text{s}$  (CentiStokes / cSt) ved en arbeidstemperatur mellom  $+18$  og  $+70^\circ\text{C}$ .

Formelen for Reynolds tall kan gjøres mer brukervennlig ved å sette inn

- Volumstrømmens hastighet ( $v$ ) i  $\text{m}^3/\text{s}$
- Innvendig rørdiameter ( $d$ ) i mm
- Kinematisk viskositet ( $\nu$ ) i  $\text{mm}^2/\text{s}$

Formelen blir da:  $Re = \frac{v \cdot d \cdot 1000}{\nu}$

<sup>11</sup> Ideelt sett bør hydraulikkvæskas viskositet ligge mellom 50 og 80 cSt. Dette er imidlertid bare veiledende da valg av viskositet også avhenger av omgivelsestemperaturene. Offshore benyttes gjerne hydraulikkoljer med en viskositet på 32 ved operasjoner i Nordsjøen og videre nordover.



For hydrauliske rørledninger har en kommet fram til følgende verdier for kritiske strømningshastigheter ( $v_{krit}$ ):

	Driftstrykk inntil	Anbefalt strømningshastighet inntil
Trykkledninger	5 MPa	4,0 m/s
	10 MPa	4,5 m/s
	15 MPa	5,0 m/s
	20 MPa	5,5 m/s
	30 MPa	6,0 m/s
Sugeledninger		1,0 m/s
Returledninger		2,0 m/s

Tabell 2 – Anbefalte strømningshastigheter

## 1.7 Energi

### 1.7.1 Energiformer

En grunnleggende faktor i fysikken er loven om energiens uforanderlighet. Den fastslår at energi verken kan oppstå eller forsvinne – den endrer kun form når den utfører et arbeid. Energiinnholdet i en masse er et derfor et uttrykk for massens evne til å utføre et arbeid i det energien går over fra en tilstand til en annen. Ettersom arbeide innebærer en energiforandring – positiv eller negativ – så betyr det i forhold til energiloven at det utførte arbeidet ikke kan overstige det tilførte arbeidet.

Energi kan opptre i tre forskjellige former:

- Statisk (stillestående) energi ( $E_s$ ) – Den statiske energien er den som finnes i et legeme avhengig av stillingen legemet befinner seg i. Statisk energi er proporsjonal med høyden over jordoverflata. Et fjellvann vil derfor inneholde oppsamlet energi i kraft av sin høye beliggenhet ved at vannet kan tappes under høyt trykk på et lavere nivå.
- Kinetisk (bevegelse) energi ( $E_k$ ) – Kinetisk energi er den energi som finnes i et legeme ut fra den hastighet legemet har. Dess større hastighet – desto større kinetisk energi. I en kraftstasjon vil trykket fra fjellvannet drive vannstrømmen gjennom turbinrøret og den statiske energien omdannes til kinetisk (bevegelses) energi.
- Varmeenergi ( $E_v$ ) – Varmeenergi er et uttrykk for den varmemengde som genereres i et legeme på grunn av strømningsmotstand eller trykkfall i et hydraulisk system.

Innenfor hydraulikken er stillingsenergi en statisk faktor, mens kinetisk energi og varmeenergi er dynamiske faktorer. Ettersom energi verken kan oppstå eller forsvinne, så vil den statiske energien avta når den dynamiske øker. På samme måte vil det statiske trykke avta når det dynamiske trykket øker – og omvendt.

### 1.7.2 Statisk energi

Når vi bruker en hydraulisk jekk for å løfte et objekt, så utfører vi et arbeid. Arbeidet muliggjøres ved at vi overfører energi fra armen til jekken når vi beveger jekkens arm opp og ned. Kraften som vi bruker, genererer et hydraulisk trykk inne i jekken.

Trykket virker mot jekkens stempel og presser stempelet utover. Dermed omsettes den tilførte energien til mekanisk arbeid (lasten løftes). Evnen til å utføre et arbeid er avhengig av det statiske trykket i væska, da det er dette trykket som virker mot sylindrestempelets areal.



Vi har sett at den statiske energien i ei væske i bevegelse, avtar som følge av den dynamiske energien øker. Samtidig frigjøres varmeenergi (strømningstap) når væska er i bevegelse.

**Viktig:**

**Summen av statisk energi + kinetisk energi + varmeenergi = konstant!**

$$E_s + E_k + E_v = k$$

Ei væske i bevegelse kan utføre et arbeide i kraft av sin statiske energi (statisk trykk) og i tillegg også i kraft av sin kinetiske energi (bevegelsesenergi). Ei strømmende væskes kinetiske energi gir et dynamisk trykk i strømningsretningen.

Strømningshastighet ( $v$ ) måles i meter per sekund (m/s). Hastigheten må ikke forveksles med strømningsmengde ( $q$ ) som måles i m<sup>3</sup> per sekund eller liter per minutt. Strømningsmengde eller volumstrøm er et mål for hvor stor væskemengde som passerer et visst punkt i løpet av en gitt tidsenhet. Når hastigheten øker, så øker det dynamiske trykket som følge av økningen i kinetisk energi, med kvadratet av hastighetsøkningen. Dette vil vi se nærmere på under et avsnitt om kinetisk energi.

### 1.7.3 Kinetisk energi

Disse forholdene gjelder rør som er utsatt for statisk trykk. I rør der væska er i bevegelse, vil det i tillegg komme en kraftkomponent på grunn av den kinetiske energien ( $E_k$ ). Ved moderate hastigheter vil denne være uten betydning, men ved høyere hastigheter og store volumstrømmer kan kreftene bli betydelige.

I trafikkopplæring lærer en at kinetisk energi øker med kvadratet av hastighetsøkningen ): Øker hastigheten til det dobbelte, så øker den kinetiske energien til det firdobbelte:

**10**

Kinetisk energi:  $E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} (J)$

Fra fysikken vet vi at energi er en konstant faktor, men den kan innta forskjellige former. Et legeme som befinner seg i ro inneholder statisk energi og vil fortsette å holde seg i ro inntil det påvirkes av en ytre kraft. Når legemet er satt i bevegelse, så inneholder det kinetisk energi som vil fortsette å holde legemet i bevegelse inntil det igjen utsettes for en ytre kraft.

For væsker gjelder de samme lovene, men den lagrede energien i ei væske kan være både statisk og kinetisk samtidig. I Figur 15 ser vi hvordan det statiske trykket påvirker et rør. Når væska settes i bevegelse vil det dannes kinetisk energi som kommer i tillegg til de trykkreftene som den statiske energien utgjør.

**Eksempel 8:**

La oss ta utgangspunkt i en 15mm rørledning med en strømningshastighet ~2 m/sek. Vi sier videre at tettheten ( $\rho$ ) i hydraulikkvæska er tilnærmet lik 1 og en liter væske får da en kinetisk energi på:

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{1 \cdot 2^2}{2} = 2J$$

Minker vi rørets diameter til 10 mm, får vi at

$$\text{tverrsnittet } A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (10^{-2})^2}{4} = \underline{7,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$\text{Ny hastighet } v = \frac{\text{volumstrøm}}{\text{areal}} = \frac{3,6 \cdot 10^{-4}}{7,9 \cdot 10^{-5}} = \underline{4,58 \text{ m/sek}}$$

$$\text{Den kinetiske energien har økt til: } E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{1 \cdot 4,58^2}{2} = \underline{10,5 \text{ J}}$$

Sammenligner vi resultatene, så ser vi at en reduksjon i rørdiameter fra 15 til 10 mm medfører at væskas hastighetsøkning gir en tilnærmet femdobling av den kinetiske energien.

I dette eksempelet er det snakk om en liten masse (kun en kg) som ikke vil medføre kritiske belastninger i anlegget. Drift av store hydrauliske anlegg innebærer imidlertid forflytting av enorme væskemengder med stor hastighet og massekreftene blir derfor betydelige og de må tas hensyn til ved dimensjonering av rør og slanger. Hvis ikke kan kreftene (trykksjokk) føre til utmatting og trethetsbrudd i rørene.

#### 1.7.4 Varmeenergi

Når væsker er i bevegelse oppstår det friksjon mellom væska og veggen i rørledningen. Denne friksjonen eller strømningsmotstanden, vil i et hydraulisk anlegg produsere en viss varme slik at en del av den energien som skal overføres fra pumpa til en sylinder eller en motor, går tapt i form av varmeenergi. Vi kan ikke fjerne dette tapet fullstendig, men ved å se på årsakene til varmetapene, så kan de reduseres betydelig.

Årsakene til strømningstap er:

- Lange ledninger
- Et stort antall bend, mange nipler eller krappe svinger på rørledningen
- Høye hastigheter (Underdimensjonerte rørledninger)

Dette viser at dimensjonering, utforming og bruk av anlegget har stor betydning for anleggets funksjonalitet. Den som bygger anlegget og står for den praktiske utformingen har gjennom sine valg av røropplegg, bruk av fittings og slanger, et stort ansvar i forhold til hvordan anlegget skal fungere under drift.



## 1.8 Mekanisk kraftoverføring

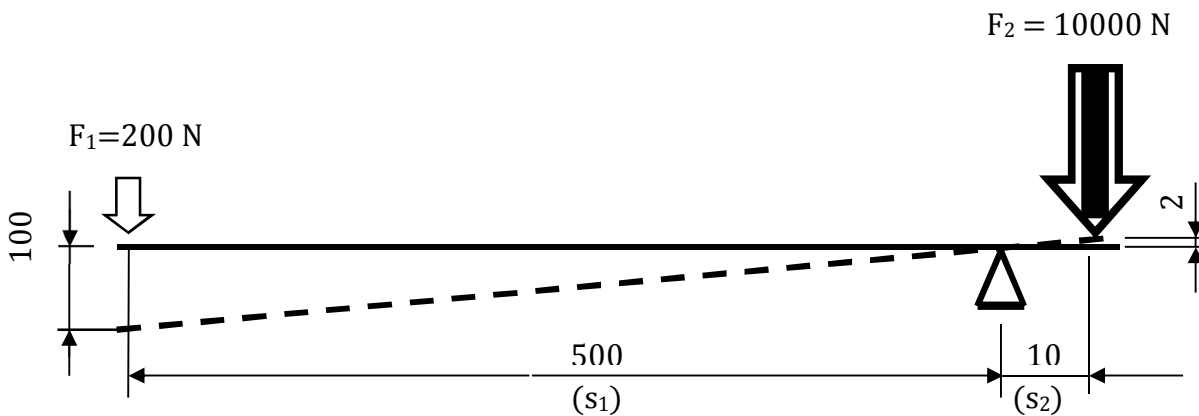
### 1.8.1 Vektarmprinsippet

Hvis vi sier at en masse på 50N skal løftes fem centimeter så vil vi utføre et arbeid som er lik produktet av kraft gange vei ( $W = F \cdot s$ ). Dette illustreres på Figur 9 der en kraft på 2N virker på en kraftstang som er 500mm lang. Kraftstanga svinger over en opplagring der det på motsatt side utøves en kraft på 100N på en 10mm lang arm.

# 11

Kraftbalanseforholdet:  $F_1 \cdot s_1 = F_2 \cdot s_2$

Ut fra forholdet at  $F_1 \cdot s_1 = F_2 \cdot s_2$ , vil de to kreftene balansere hverandre. Beveger vi den



Figur 9 – Vektarmprinsippet

lille kraften ( $F_1$ ) nedover, vil det utføres et arbeid på begge sider av opplagringen.

# 12

Mekanisk arbeid:  $W = F \cdot s$  (J)

#### Utført mekanisk arbeid:

Venstre side:  $W = F \cdot s = 200 \text{ (N)} \cdot 0,1 \text{ (m)} = 20 \text{ J}$ .

Høyre side:  $W = F \cdot s = 10000 \text{ (N)} \cdot 0,002 \text{ (m)} = 20 \text{ J}$

Som det framgår av Figur 9, oppveier den lille kraften den store på motsatt side. For å klare dette må kraftarmene avpasses slik at systemet holdes i balanse, og dette går på bekostning av hvor langt den lille kraften kan bevege den store kraften. Dette skisseres i figuren ved at  $F_2$  beveges 2mm når  $F_1$  beveges 100mm.



## 1.9 Hydraulisk kraftoverføring

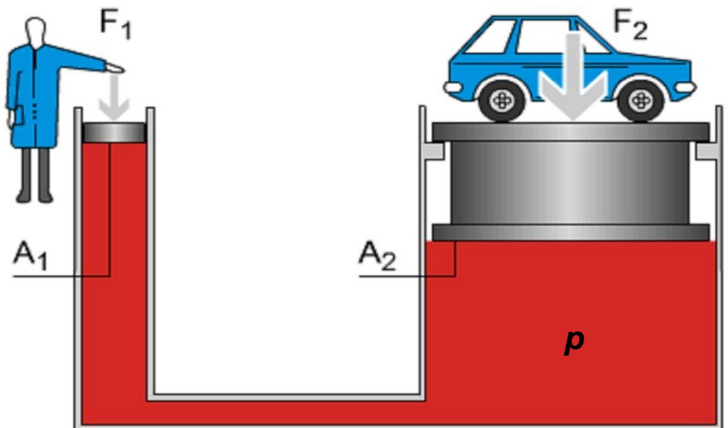
Hydraulikkens kraftoverføringsprinsipp kan sammenlignes med mekanikkens kraft x arm; ( $F \cdot s$ ) ved at en liten kraft ( $F_1$ ) tilført et lite stempel vil utvirke en stor kraft ( $F_2$ ) på et stort stempel. Dette anskueliggjøres i Figur 10 som viser prinsippet for hydraulisk kraftoverføring.

Når  $F_1$  presser mot stempelet med arealet  $A_1$ , vil det oppstå et trykk  $p$  i sylindere. Dette trykket forplanter seg til det store stempelet og skaper en kraft avhengig av arealet ( $A_2$ ) på stempelet.

Figur 10 viser hvordan en liten kraft  $F_1$  påvirker stempelet  $A_1$ . Dette danner et trykk  $p$  som vil påvirke stempelet  $A_2$  og løfte det med en kraft  $F_2$ .

Når systemet er i balanse får vi at

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \Rightarrow F_1 \cdot A_2 = F_2 \cdot A_1$$



Figur 10 – Hydraulisk kraftoverføring

Fra Eksempel 4: vet vi at spesifikt trykk  $p = \frac{F}{A}$ . Ved å løse ligningen med hensyn på hvor stor kraft som må til for å danne en gitt kraft  $F_2$ , får vi følgende uttrykk:

# 13

Kraftoverføring:  $F_1 = \frac{A_1 \cdot F_2}{A_2}$  (N)

### Eksempel 9:

En hydraulisk sylinder skal løfte en masse på 2000 kg.

Husk at  $F = m \cdot g$  slik at  $F = 2000 \cdot 9,81$  (10)  $\sim 20\ 000$  N.

Stempele i figur 2 har følgende arealer:  $A_1 = 100\ \text{mm}^2$  og  $A_2 = 8000\ \text{mm}^2$ .

Det gir følgende løsning:  $F_1 = \frac{A_1 \cdot F_2}{A_2} = \frac{100 \cdot 20000}{8000} = \underline{\underline{250\ \text{N}}}$

Ut fra eksempelet ser en også at kraftomsettingen er direkte avhengig av forholdene mellom stempelarealene. Her er  $A_2$  80 ganger større enn  $A_1$  og det samme forholdet er det mellom kreftene:  $F_2$  er 80 ganger større enn  $F_1$ . Dette gir omsetningsforholdet (i):

# 14

Kraftomsetting:  $i = \frac{A_2}{A_1}$  eller  $i = \frac{F_2}{F_1}$



### 1.9.1 Hydraulisk arbeid

Definisjonen på arbeid er: Arbeid ( $W$ ) = kraft ( $F$ ) · strekning ( $s$ ):

# 15

Arbeid:  $W = F \cdot s$  (J)

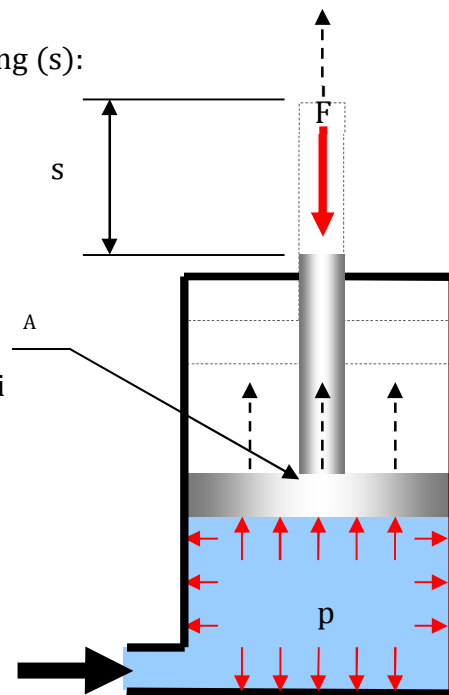
I Eksempel 4: så vi at  $F = p \cdot A$ .

Setter vi dette uttrykket inn i formelen for arbeid, så kan vi beregne arbeidet slik:

$$W = F \cdot s \Rightarrow W = p \cdot A \cdot s$$

Figur 11 skisserer et hydraulisk arbeid.

Sylinderen tilføres et trykk ( $p$ ) som fordeler seg i sylinderen og presser stampelet oppover en gitt strekning ( $s$ ) mot kraften ( $F$ ) som prøver å trykke stampelet nedover.



Figur 11 – Hydraulisk arbeid

#### Eksempel 10:

Vi bruker sylinderen i Figur 11 og lar den løfte en masse på 2000 kg. Løftehøyden ( $s$ ) er 0,2 m (200 mm).

I likhet med i Eksempel 9:, beregner vi nødvendig kraft ved multiplisere massen med 10 (9.81) og får at  $F = 20\ 000\text{N}$ .

Deretter beregner vi arbeidet:

$$W = F \cdot s = 20\ 000\ (\text{N}) \cdot 0,2\ (\text{m}) = \underline{\underline{4000\ \text{J}}}$$

#### Eksempel 11:

Vi bruker samme utgangspunkt som i foregående eksempler og lar arealet ( $A$ ) være 200  $\text{mm}^2$ , så kan vi beregne trykket i sylinderen.

$$\text{Trykket i sylinderen: } p = \frac{F}{A} = p = \frac{20000}{200} = \underline{\underline{100\ \text{MPa}}}$$

$$\text{Utført arbeid: } W = p \cdot A \cdot s \Rightarrow W = 100 \cdot 200 \cdot 0,2 = \underline{\underline{4000\ \text{J}}}$$



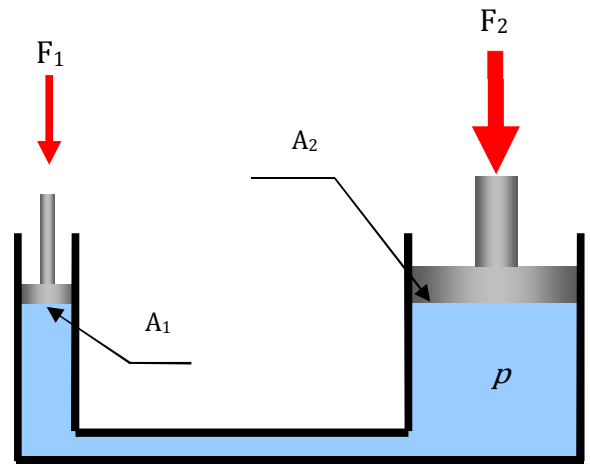


### 1.9.2 Fortrengningsvolum

Bruker vi en stempelpumpe, vil hvert pumpeslag flytte et visst volum hydraulikkolje avhengig av pumpas slaglengde og stempelareal:

$$V = A \cdot s \Rightarrow V = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s}{4}$$

Volumet i roterende pumper kan beregnes på samme måte som for enkle stempelpumper. Det må tas hensyn til pumpas konstruksjon, men leverandørene utgir datablad for egne pumper slik at en kan finne "slagvolumet" ved å slå opp i produsentens datablad.



Figur 12 – Fortrengningsvolum

#### Eksempel 12:

Sylinder 1 har en diameter på 15mm. Stempelets slaglengde er 30mm.

Volumet per stempeslag blir da:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} s \Rightarrow V = \frac{\pi \cdot 15^2}{4} 30 \approx 5301 \text{ mm}^3: (\sim 5,3 \text{ cm}^3 \text{ eller } 5,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3)$$

Videre har Sylinder 2 en diameter på 100 mm. Løser vi volumligningen med hensyn til  $s_2$ , så får vi følgende uttrykk (vi bruker mål er i m og  $\text{m}^3$ ):

$$s_2 = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 5,3 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 1 \cdot 10^{-2}} \approx 6,74 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0,67 \text{ mm}$$

): For hvert pumpeslag vil stempel 2 bevege seg  $\sim 0,7$  mm.

# 16

$$V = A \cdot s \Rightarrow V = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s}{4} (\text{m}^3)$$

Av denne formelen kan vi utlede at  $V_1 = A_1 \cdot s_1$  og at  $V_2 = A_2 \cdot s_2$

Uttrykket kan vi forenkle ved å skrive at  $A_1 \cdot s_1 = A_2 \cdot s_2$  og løse ligningen med henblikk på  $s_2$ . Da finner vi utvekslingen eller stempelslagoversettingen mellom sylindrene:

# 17

$$\text{Stempelslagoversetting: } s_2 = \frac{s_1 \cdot A_1}{A_2}$$

Med andre ord: Kjenner vi arealet på begge sylindrene samt slaglengden på en sylinder ( $s_1$ ), så kan vi enkelt finne bevegelsen på den andre ( $s_2$ ) sylinderen.

**Eksempel 13:**

La oss anta at vi har to sylindere. Sylinder 1 har et areal på  $200\text{mm}^2$  og sylinder 2 har et areal på  $8000\text{mm}^2$ . Slaglengden på sylinder 1 er 30 mm. Ved å bruke formelen for stempeislagoversetting finner vi bevegelsen for sylinder 2 slik:

$$s_2 = \frac{s_1 \cdot A_1}{A_2} = \frac{30 \cdot 200}{8000} \underline{\underline{= 0,75\text{ mm}}}$$

Stempelet i sylinder 2 beveger seg **0,75 mm** for hvert pumpeslag

**1.10 Effekt (P)**

Vi har tidligere avklart at arbeid  $W$  er den energi som går med for å løfte noe fra et sted til et annet. Hvis vi samtidig måler hvor lang tid det tar å utføre arbeidet, så får vi effekten av arbeidet. Effekt er det samme som arbeid per tidsenhet og måles i watt.

**18**

$$\text{Effekt: } P = \frac{\text{Arbeid}}{\text{tid}} = \frac{W}{t} (W)$$

**Eksempel 14:**

En sylinder benyttes til å løfte en viss vekt. For å klare dette må det utvikles en kraft på 6000 N. Løftehøyden er 0,2 m og det tar 4 sekunder å utføre arbeidet. Vi husker fra formel 15 at  $W = F s$  og setter dette inn i effektformelen.

$$\text{Effekten: } P = \frac{\text{Arbeid}}{\text{tid}} = \frac{W}{t} = \frac{F \cdot s}{t} = \frac{6000 \cdot 0,2}{4} \underline{\underline{= 300\text{ W}}}$$

Vi kan også benytte spesifikt trykk for å finne effekten. Ved å kombinere formlene for Arbeid:  $W = p A s$ , Volum:  $V = A s$ , Volumstrøm:  $q = \frac{V}{t}$  og Effekt:  $P = \frac{W}{t}$ , finner vi at:

**19**

$$\text{Effekt: } P = \text{Spesifikt trykk} \cdot \text{volumstrøm} = p \cdot q (W)$$

**Eksempel 15:**

Vi forutsetter at sylinderen i eksempel 10, har en diameter på 25 mm.

Det gir et stempelareal på  $491\text{mm}^2$ . Med en løftehøyde på 0,2 m blir volumet:

$$V = A \cdot s = 491 (\text{mm}^2) \cdot 200 (\text{mm}) \underline{\underline{= 98200\text{ mm}^3}}; \underline{\underline{9,82 \cdot 10^{-5}\text{ m}^3}}$$

Videre beregner vi volumstrømmen:  $q = \frac{V}{t} = \frac{98200}{4} \underline{\underline{= 24\,550\text{ mm}^3/\text{s}}}$  ):

og nødvendig arbeidstrykk:  $p = \frac{F}{A} = \frac{6000}{491} \underline{\underline{= 12,2\text{ N}/\text{mm}^2}}$  ): **~12 MPa**

og til slutt, effekten:  $P = p \cdot q = 1,2 \cdot 10^7 (\text{Pa}) \cdot 2,455 \cdot 10^{-5} (\text{m}^3/\text{sek}) \underline{\underline{= 294,6}}$  ): **~300 W**



### 1.10.1 Effekttap

Varmgang på grunn av trykkfall vil gi et teoretisk effekttap avhengig av trykkfallet og volumstrømmen: Effekttap (P) = trykkfall ( $\Delta p$ ) · volumstrøm (q) målt i watt (W):

# 20

$$\text{Effekttap: } P_{\text{tap}} = \Delta p \cdot q \text{ (W)}$$

Ved å benytte ovenstående formel kan en beregne alle deltap kretsen og så summere tapene for å se hvor mye energi som går tapt ved drift av hydrauliske anlegg.

## 1.11 Kraft og energiomforming

I hydraulikken benyttes arbeidselementer som

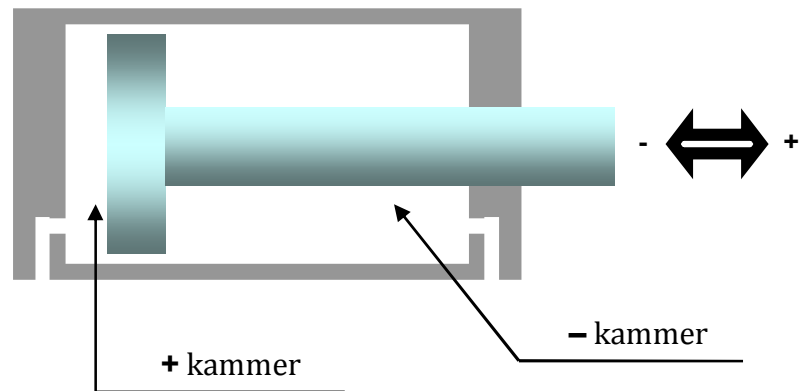
- Lineære sylindere
- Vri- og dreiesylindere
- Roterende motorer

### 1.11.1 Sylinderen

Hydrauliske sylindere har to hoveddeler som er innbyrdes bevegelige: sylinderkroppen og stempelet med stempelstanga. Når stempelstanga skyves ut av sylinderen, kaller vi det en plussbevegelse.

Når sylinderen får trykk på motsatt side slik at stempelet trekkes inn i sylinderen igjen, så kaller vi det en minusbevegelse.

Dette gjør at vi også snakker om pluss- og minuskammer i sylinderen – bestemt av hvilken bevegelsesretning trykket i kammeret forårsaker.



Figur 13 – Sylindere arbeidskammere

Krafta som sylinderen produserer er avhengig av

- Sylindere diameter (stempelarealet)
- Stempelstangas diameter
- Tilført trykk

Som det framgår av Figur 13, så vil stempelstanga "stjele" et visst areal på stempelets minusside.

Stempelstanga passerer ut av sylinderen slik at arealet på minussida blir mindre enn arealet på plussida. Trekkraften blir derfor forskjellig for + og – retningene, selv om trykket som tilføres begge kamrene holdes uforandret.



### 1.11.2 Areal- og styrkeberegning

Når vi skal beregne arealet på en sirkelflate, har de fleste brukt formelen  $A = \pi \cdot r^2$ . Som oftest er det diameteren som oppgis når tegninger målsettes. For å eliminere regnefeil, er det å foretrekke at en setter inn diameteren og ikke går veien om å beregne radiusen når en skal beregne arealet.

Arealet på + sida av stampelet beregnes slik:  $A_+ = \frac{\pi \cdot d_+^2}{4}$ .

# 21

$$\text{Sylinderens +areal: } A_+ = \frac{\pi d_+^2}{4}$$

På minussida må vi trekke fra det arealet som stempelstanga dekker ettersom trykket ikke kan arbeide på denne flaten:

Arealet på -sida beregnes derfor slik:

# 22

$$\text{Sylinderens -areal: } A_- = \frac{\pi(d_+^2 - d_{s \tan g}^2)}{4}$$

#### Eksempel 16:

Vi setter at en sylinder har en diameter på 150 mm og at stempelstangas diameter er på 30 mm. Sylinderen har et arbeidstrykk på 6 MPa.

Vi beregner + og -arealene samt  $F^+$  og  $F^-$ :

$$A_+ = \frac{\pi \cdot d_+^2}{4} = \frac{\pi \cdot 150^2}{4} \approx \underline{17\,671 \text{ mm}^2}$$

$$A_- = \frac{\pi \cdot (d_+^2 - d_{s \tan g}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (150^2 - 30^2)}{4} \approx \underline{16\,965 \text{ mm}^2}$$

Dette gir følgende sylinderkrefter:

$$F_+ = p \cdot A_+ = 6 \cdot 17671 \approx \underline{106\,026 \text{ N}}$$

$$F_- = p \cdot A_- = 6 \cdot 16965 \approx \underline{101\,790 \text{ N}}$$



### 1.11.3 Vri- og dreiesylindere

Beregning av energiomsetningen i vri- og dreiesylindere kan utføres på samme måte som for lineære sylindere. Det må imidlertid tas hensyn til at vri- og dreisesylindere omsetter tilført kraft til et vridningsmoment. Størrelsen på dette momentet avhenger av størrelsen på enten kraftarmens lengde i en vrisylinder eller drivhjulets diameter i en dreiesylinder. Disse verdiene kan finnes i produsentenes kataloger.

### 1.11.4 Roterende motorer

Det finnes en rekke forskjellige roterende motorer, men her skal vi bare se på den enkleste utgaven – tannhjulsmotoren.

Tannhjulsmotoren består av to tannhjul som går i inngrep med hverandre. Tannhjulene settes i rotasjon når innløpet tilføres væske under trykk. Væsken fyller tannlikene langs periferien og tvinger hjulene til å rotere med strømmen etter hvert som væska presser seg fram langs yttersiden av hjulhuset.

Årsaken til at hjulene roterer i den viste retningen er at væska ikke får plass i inngrepene mellom tannhjulene. Den eneste veien den da kan passere er langs ytterveggene.

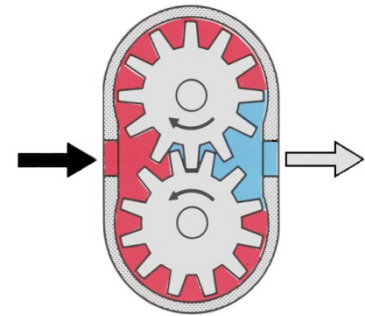
På utløpssida evakueres væska gjennom utløpet fordi tannhjulene på nytt går i inngrep med hverandre og dermed hindrer væska i å bli med tilbake mellom tannflankene. For å muliggjøre et mekanisk arbeid, er motoren forsynt med en utgående aksel på det ene tannhjulet.

Vridningsmomentet på den utgående akselen bestemmes av

- Fortrengningsvolumet per omdreining og
- Trykkfallet over motoren

Motorens turtall bestemmes av

- fortrengningsvolumet per omdreining og
- tilført volumstrøm



Figur 14 – Tannhjulsmotoren

23

$$\text{Dreiemoment: } M_v = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ (Nm)}$$

24

$$\text{Omdreiningstall: } n = \frac{q}{V} \text{ (} r_{\text{sek}} \text{): omdreininger / sekund)}$$

25

$$\text{Effekt: } P = q \cdot \Delta p = V \cdot n \cdot \Delta p \text{ (W)}$$



### Eksempel 17:

En hydraulisk motor har et fortreningsvolum på  $5 \text{ cm}^3/\text{omdr}$ . Trykkfallet over motoren er  $10 \text{ MPa}$  og turtallet er  $1200 \text{ }^\circ/\text{min}$ .

Vi beregner følgende:

- dreiemomentet på utgående aksel
- volumstrøm ved oppgitt omdreiningstall
- motorens effekt

### Løsninger:

Vi gjør om  $\text{cm}^3$  til  $\text{m}^3$  og  $^\circ/\text{min}$  til  $^\circ/\text{sek}$  og bar til pascal:

$$5 \text{ cm}^3 = 5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 - 1200 \text{ omdr/min} = 20 \text{ omdr/sek} - 100 \text{ bar} = 100 \cdot 10^5 = 10^7 \text{ Pa}$$

### Vi finner:

$$\text{Volumstrømmen: } q = Vn = 5 \cdot 10^{-6} \cdot 20 = \underline{\underline{10^{-4} \text{ m}^3/\text{sek}}}$$

$$\text{Effekten: } P = q \cdot \Delta p = 10^{-4} \cdot 100 \cdot 10^5 = \underline{\underline{1000 \text{ W}}}$$

$$\text{Dreiemomentet: } M_v = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{1000}{2\pi \cdot 20} = \underline{\underline{7,96 \text{ Nm}}}$$



## 1.12 Spenninger i hydrauliske rør

### 1.12.1 Trykkfordeling i rørledninger

Hydrauliske anlegg opereres med høye trykk. Dette er i seg selv en enorm påkjenning for rørsystemet i anlegget. Rørveggene utsettes for store krefter på grunn av trykket, men får i tillegg også store påkjenninger når rørene går i bue på grunn av resultantkreftene som oppstår i bøyen.

Figurene til høyre viser hvordan kreftene virker ved forskjellige forhold.

Øverst vises et rør som er blendet i enden. Blendingen utsettes for en kraft der

$$F = p \cdot A(N)$$

og hvis blendingen ikke er sikret på en forsvarlig måte, vil den kunne presses ut av røret. På den annen side, ved tilstrekkelig sikring vil trykkreftene overføres til rørveggen og røret kan i stedet dele seg i en rørskjøt.

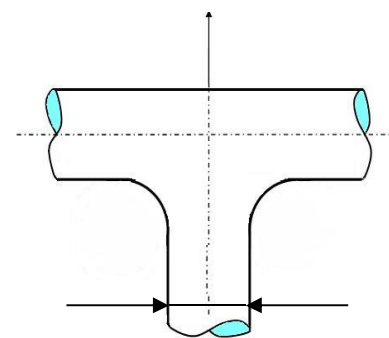
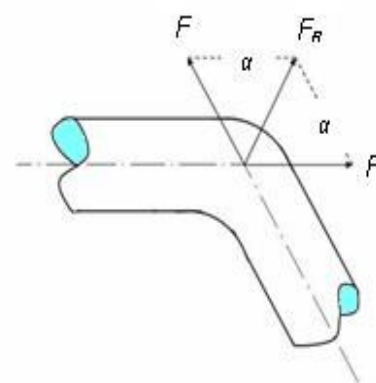
Figuren i midten viser hvordan trykkreftene påvirker et bøyd rør. Som i øverste eksempel vil endeflaten av røret påvirkes av en kraft  $F$ . Når røret bøyes dannes det imidlertid to endeflater slik at hvert rørløp danner sine egne krefter mot rørflatene og vi får en resulterende kraft ( $F_R$ ).

Det nederste T- røret (forgreiningen) på Figur 15 viser hvordan kreftene virker på rørveggen slik at reaksjonskraften gis av formelen

$$F = p \cdot A(N)$$

på samme måte som i øverste figur der kraften virker mot endestykket.

Den resulterende kraften ( $F_R$ ) i bøyd rør beregnes slik: Volumstrømmer med høy hastighet innebærer at mye masse er i bevegelse. Masse i bevegelse inneholder kinetisk (bevegelses) energi. Denne energien kommer i tillegg til den statiske energien som trykket forårsaker. Det blir derfor viktig å ha oversikt over de aktuelle strømningshastigheter som opptrer i anlegget.



Figur 15 – Krefter i trykksatte rør

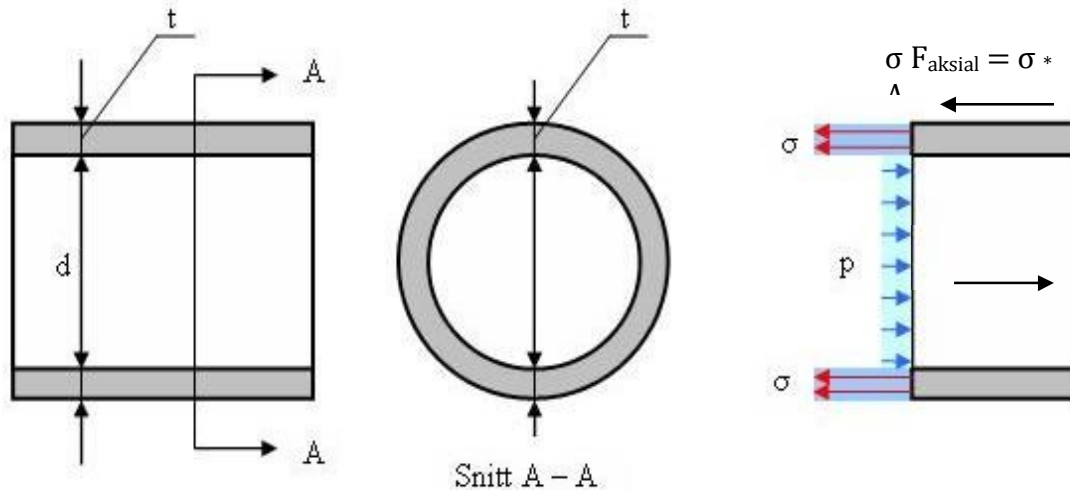
26

$$F_R = \sqrt{F^2 + F^2 + 2 \cdot F \cdot F \cdot \cos\alpha} \Rightarrow F_R = F \cdot \sqrt{2 \cdot (1 + \cos\alpha)}$$



### 1.12.2 Belastninger i rørets lengderetning

Når et rør settes under trykk, vil trykkreftene påvirke rørledningen slik at det oppstår strekkbelastninger i rørveggen slik det vises på Figur 16 nedenfor.



**Figur 16 - Trykkets virkning ( $F_{aksial}$ ) på strekkspenningene ( $\sigma$ ) i rørets lengderetning**

Figuren viser et utsnitt av et rør under trykk. Røret har en innvendig diameter ( $d$ ) og en veggtykkelse ( $t$ ). Røret har et innvendig væsketrykk ( $p$ ) som presser mot rørets endeflater og det oppstår kraftkomponent ( $F$ ) som må tas opp av rørveggen.

Rørveggen utsettes dermed for en strekkbelastning<sup>12</sup> ( $\sigma$ ) som er like stor som den kraften væsketrykket ( $p$ ) øver mot et areal tilsvarende rørets endeflate.

Snittet til høyre på Figur 16 viser hvordan kreftene fordeler seg. Trykket ( $p$ ) gir en kraftkomponent i rørets lengderetning og trykket som oppstår i rørveggen gir en like stor kraftkomponent i motsatt retning ( $F_{hyd} = F_{rør}$ ) slik at kreftene

$$(1) \quad F_{hyd} = p \cdot A_{hyd} = p \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad \text{og} \quad F_{rør} = \sigma \cdot A_{rør}$$

Vi ser her at det hydrauliske trykket genererer strekkrefter i røret ( $F_{hyd}$ ). Disse kreftene må tas opp av rørveggen der det genereres en spenning ( $s$ ) i rørveggen. Ettersom spenningen i røret avhenger av det hydrauliske trykket, så vil  $F_{hyd}$  og  $F_{rør}$  alltid være like store.

<sup>12</sup> I avsnittet om trykk i væsker, viste Pascal at trykket ( $p$ ) er avhengig av kraften ( $F$ ) fordelt på et areal ( $A$ ). Forholdene er de samme i faste materialer, men "trykket" kalles da for spenning ( $\sigma$ ) og angis i  $N/mm^2$  (MPa).





For å finne spenningen ( $\sigma$ ) i rørveggen, må vi først beregne rørveggenes areal:

$$(2) \quad A_r = \frac{\pi \cdot d_y^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \Rightarrow A_r = \frac{\pi \cdot (d_y^2 - d_i^2)}{4}$$

og deretter sette dette inn i formelen  $\sigma = \frac{F_r}{A_r} \left( \frac{N}{mm^2} \right)$ .

Ettersom  $F_{hyd} = p \cdot A_{hyd} = p \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$  og  $F_{rør} = \sigma \cdot A_{rør}$  er like store, kan beregningene forenkles ved å si at

$$(3) \quad \sigma \cdot A_{rør} = p \cdot A_{hyd} \left( \frac{N}{mm^2} \right)$$

$$(4) \quad \sigma \cdot \frac{\pi \cdot (d_y^2 - d_i^2)}{4} = p \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \left( \frac{N}{mm^2} \right)$$

$$(5) \quad \sigma = p \cdot \frac{d_i^2}{(d_y^2 - d_i^2)} \left( \frac{N}{mm^2} \right)$$

Det siste uttrykket (3) gir oss spenningen i et gitt tverrsnitt i rørets lengderetning.

### Eksempel 18:

La oss anta at et  $\varnothing 40$  mm hydraulikkør med veggtykkelse 4 mm, belastes med et trykk på 20 MPa.

**Væsketrykkets kraftkomponent:**  $F_{hyd} = p \cdot A_{hyd} = p \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = 20 \cdot \frac{\pi \cdot 40^2}{4} \approx 25132 \text{ N}$

**Rørveggenes areal:**  $A_{rør} = \frac{\pi \cdot (d_y^2 - d_i^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (48^2 - 40^2)}{4} \approx 553 \text{ mm}^2$

**Spenningen i rørveggen**  $\sigma = \frac{F_{hyd}}{A_{rør}} = \frac{25132}{553} \approx 45,5 \text{ MPa} \left( \frac{N}{mm^2} \right)$

Eller:

**Spenningen i rørveggen**  $\sigma = p \cdot \frac{d_i^2}{(d_y^2 - d_i^2)} = 20 \cdot \frac{40^2}{(48^2 - 40^2)} \approx 45,5 \text{ MPa} \left( \frac{N}{mm^2} \right)$

Resultatet over viser imidlertid spenningen som oppstår i rørets lengderetning. Ettersom væsketrykket fordeler seg jevnt og med like stor kraft per flateenhet i hele røret, så oppstår det også en radiell kraft ( $F_{rad}$ ) som gir strekkrefter på tvers av røret.



### 1.12.3 Belastninger på tvers (radielt) av røret

For å illustrere de radielle kreftene som påvirker rørveggen, kan vi se på en ny skisse av det samme røret og hvordan kreftene fordeler seg. La oss tenke oss at røret er delt på langs i en gitt lengde ( $l$ ). I et snitt av den ene rørhalvdelen (Snitt A – A) vil kreftene fordele seg på henholdsvis rørveggs snittflate og rørets innvendige flate slik at vi kan beregne arealene som kreftene virker på.

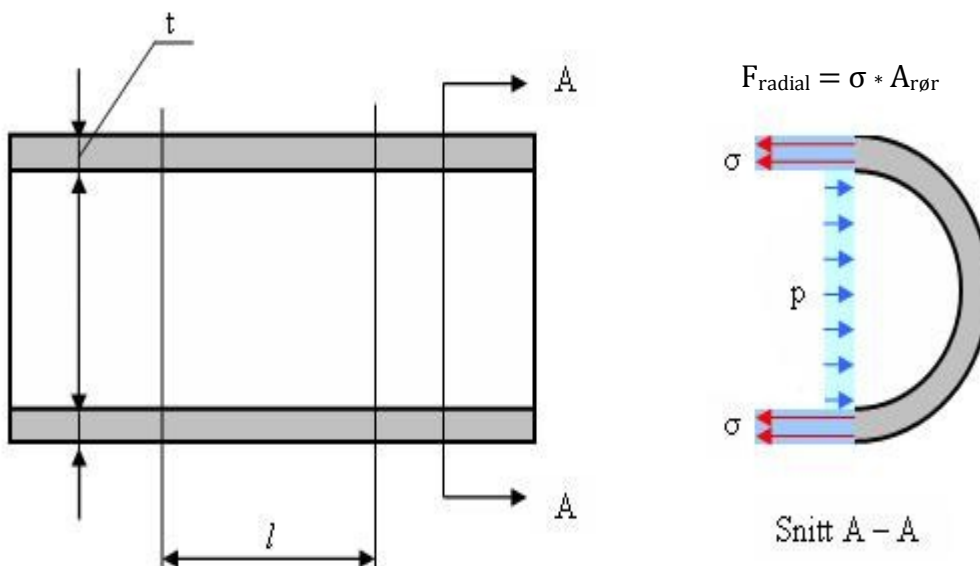
$$(6) \quad \text{Rørveggs snittflate } A_{rør} = 2 \cdot l \cdot t$$

$$(7) \quad \text{Væskas trykkflate: } A_{hyd} = l \cdot d$$

Kreftene i snittflatene må være like store, slik at vi kan sette opp følgende uttrykk:

$$(8) \quad \sigma \cdot 2 \cdot l \cdot t = p \cdot l \cdot d$$

$$(9) \quad \sigma = \frac{p \cdot d}{2 \cdot t}$$



Figur 17 – Trykkets virkning ( $F_{\text{radial}}$ ) på strekkspenningene ( $\sigma$ ) i rørets radialretning

Figur 17 viser at spenningen ( $\sigma$ ) i radiell retning blir dobbelt så stor som spenningen i aksialretningen. Dette er årsaken til at rør som er laget av et ensartet materiale sprekker langsetter røret.

**Eksempel 19:**

Vi bruker det samme  $\varnothing 40\text{mm}$  hydraulikkørret som i forrige eksempel og beholder trykket på 20 MPa.

Spenningen i rørveggen: 
$$\sigma = \frac{p \cdot d}{2 \cdot t} = \frac{20 \cdot 40}{2 \cdot 4} = 100 \frac{N}{\text{mm}^2} \text{ (MPa)}$$

Her ser vi at spenningen er proporsjonal med rørets diameter. Økes rørets diameter til det dobbelte, så må veggtykkelsen økes til det dobbelte for å tåle den økte kreftene fra trykkbelastningen.

**Viktig:**

Hvis rørets diameter økes til det dobbelte, så må rørveggenes tykkelse økes til det dobbelte!



## 1.13 Symboler

Når en skal kommunisere med andre, må en ha kjennskap til andres språk. Dette gjelder enten det er talte eller skrevne språk. Innenfor de forskjellige språk utvikler det seg egne fagspråk (terminologier) som er spesielle for de som arbeider i faget. Fagterminologien gjør det derfor vanskelig å kommunisere med andre faggrupper hvis en ikke har en felles kommunikasjonsplattform.

For hydraulikk og pneumatikk er standardene NS 1422<sup>13</sup> og ISO 1219-1 som utgjør kommunikasjonsplattformen. Forståelsen av symbolene og en korrekt bruk av symbolene er viktig for å oppnå en god kommunikasjon mellom fagpersonell uavhengig av språk og landegrenser.

### 1.13.1 Oppbygging av symboler i NS 1422 / ISO 1219 – 1

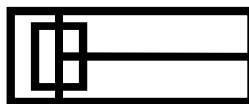
#### 1.13.1.1 Sylindersymboler



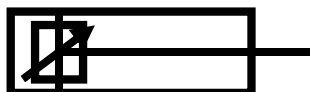
a) Grunnsymbolet for en sylinder er et rektangel:



b) Dette utstyres så med stempel og stempelstang for å vise at det er en sylinder:



c) Skal sylindere ha ytterligere utstyr som for eksempel demping i begge ender, så tegnes også dette inn,



d) og en pil over dempestemplene viser at endedempingen er regulerbar.

Figur 18 – Oppbygging symbolet for en sylinder

<sup>13</sup> NS 1422 er erstattet av ISO 1219-1. Endringene i innhold er imidlertid ikke større enn at en fortsatt kan bruke den norske standarden hvis ikke annet blir forlangt.



### 1.13.1.2 Ventilsymboler

På samme måte bygger en opp symbolene for ventiler. Disse har et kvadrat som utgangspunkt. Dette kvadratet utstyres med porter nummerert i forhold til hvilken funksjon porten har og piler som viser strømningsretningen.

Pneumatiske 3/2<sup>14</sup>- ventiler har følgende nummer på portene:

- "1" - trykkluft tilførsel
- "2" - luft til neste komponent
- "3" - returluft

Pneumatiske 5/2- ventiler har i tillegg til disse portene:

- "4" - luft til neste komponent
- "5" - returluft

Pneumatiske ventiler kan også styres med signalporter i stedet for manuell eller mekanisk påvirkning. Signalportene har følgende nummer:

- "10" - Ventilen stilles slik at det ikke kommer arbeidsluft ut av ventilen (NOT)
- "12" - Ventilen stilles i posisjon slik at arbeidsluft kommer ut på port " 2"
- "14" - Ventilen stilles i posisjon slik at arbeidsluft kommer ut på port " 4"

Når ventilen er tegnet i et koblings skjema, vises den ubetjente stillingen som aktiv mens den alternative stillingen vises i ruta ved siden av hovedruta.

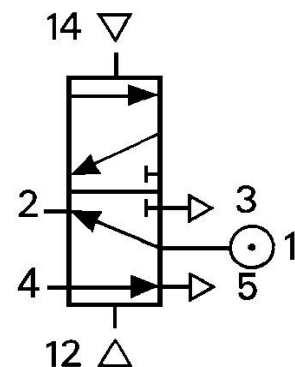
3/2- ventiler brukes oftest som signalgivere eller til styring av sylindere som har mekanisk retur og trenger trykkluft i bare en retning for å fungere.

Pneumatiske 5/2- ventiler er i hovedsak beregnet på styring av dobbeltvirkende sylindere. Disse er derfor utstyrt med ytterligere to porter for å lede luft til både sylindrens + og - side.

Et eksempel på en 5/2- ventil er vist i figuren. Denne har i tillegg to styreporter 12 og 14. Numrene 12 og 14 er gitt av funksjonen: kommer det et signal inn på port 12, vil ventilen styre arbeidsluft til port 2. på samme måte vil styresignal på 14 slippe arbeidsluft gjennom til port 4.

Figur 19 viser en 5/2- ventil som har fått et styresignal inn på port 12. Dette signalet har aktivert den nederste delen slik at trykklufta ledes fra port 1 (tilførsel) til port 2 og videre til mottakeren av arbeidsluft. Samtidig kommer det returluft inn på port 4, passerer gjennom ventilen til port 5 og ut til friluft. Port 3 er stengt i denne posisjonen.

Legg merke til at det kun er den aktive symbolruta som har portanslutninger. Den passive ruta (øverst) symboliserer derfor den alternative stillingen som aktiveres med et styresignal inn på port 14. Ventilen vil da skyves ned slik at pilene leder trykklufta ut på port 4 og returlufta kommer til port 2 og slipper ut gjennom port 3. I denne stillingen vil port 5 være stengt.



Figur 19 – Luftstyrt 5/2- ventil

<sup>14</sup> Tallkombinasjonen "3/2" betyr at ventilen har tre porter og to stillinger.



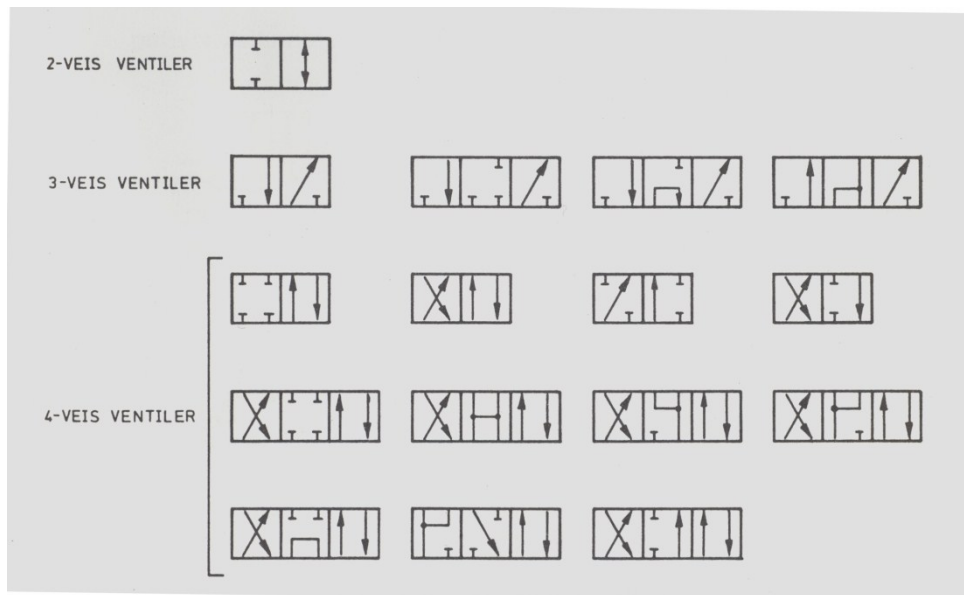
I Figur 19 er signalportene 12 og 14 utstyrt med tilslutning for styreluft, men signalene kan like gjerne være elektriske eller mekaniske. Nummeret på signalporten forteller hvilken arbeidsport som vil slippe ut luft når signalporten aktiveres.

### 1.13.2 Forståelse av symbolene

Retningsventilen har som det framgår av beskrivelsen, tre funksjonsstillinger. Hver funksjonsstilling beskrives med en symbolrute (funksjon I, II og III – se Figur 56) slik at det må tre ruter til for å gi den symbolske framstillingen av ventilen. I hver enkelt symbolrute er det tegnet piler som viser flytretningen i ventilen når den enkelte rute aktiveres. Linjer med tverrstrekk viser at løpet er stengt når den spesielle ruta er aktivert.

### 1.13.3 Forskjellige ventilfunksjoner

Ventilfunksjonen bestemmes av hvordan vi utformer ventilsleiden. Det er ofte behov for forskjellige ventilfunksjoner og antall varianter blir deretter. Kravene til anleggets virkemåte som blir bestemmende for hvilken funksjon som kan benyttes i systemet. I forbindelse med systemoppbygging skal vi derfor se nærmere på hvordan en velger ventilfunksjon. Symbolene for de vanligste funksjonene for henholdsvis 2-, 3- og 4- veis ventiler er vist på Figur 20.



Figur 20 – Retningsventiler og alternative utforminger

Til forskjell fra pneumatiske ventiler der en slipper returen ut i fri luft, må hydrauliske ventiler ha retur til tank. Hydrauliske ventiler får derfor en litt annen oppbygging ved at de må ha minst fire porter:

- P tilførsel fra pumpa
- A til sylinderen (vanligvis + kammeret)
- B til sylinderens motsatte side (vanligvis – kammeret)
- T retur til tank

For full oversikt over symbolene henvises det til Norsk Standard NS 1422.

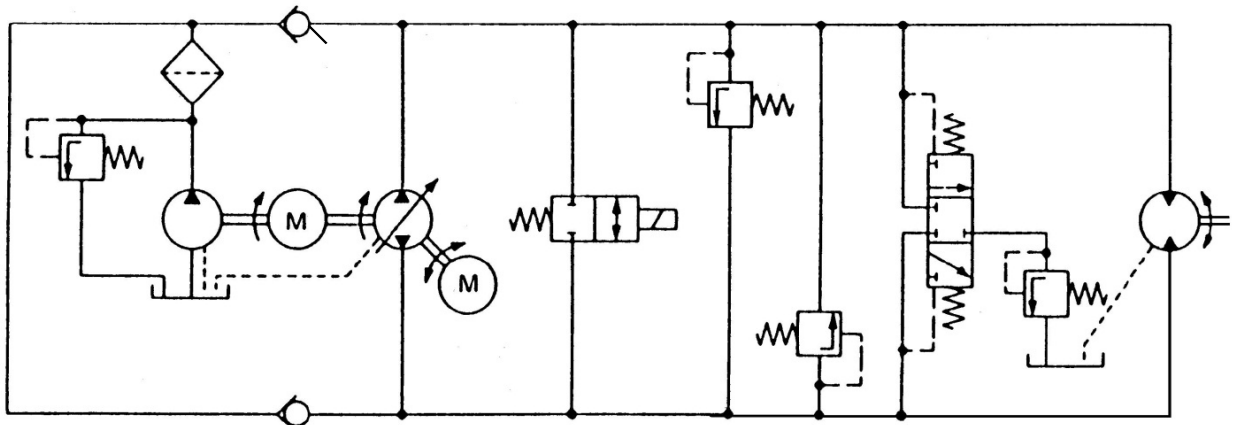


## 1.14 Komponenter i hydrauliske anlegg

Figur 21 viser et hydraulisk anlegg der hydraulikkvæska sirkulerer i systemet. Volumstrømmen fra den variable pumpa kan snus, slik at motorens dreieretning kan endres. Hvis motoren skulle bli drevet av lasta slik at den virker som ei pumpa, vil trykkbegrensningsventilen avlaste trykket på den ene sida mens fødepumpa etterfyller systemet på motsatt side for å hindre kavitasjon i motoren.

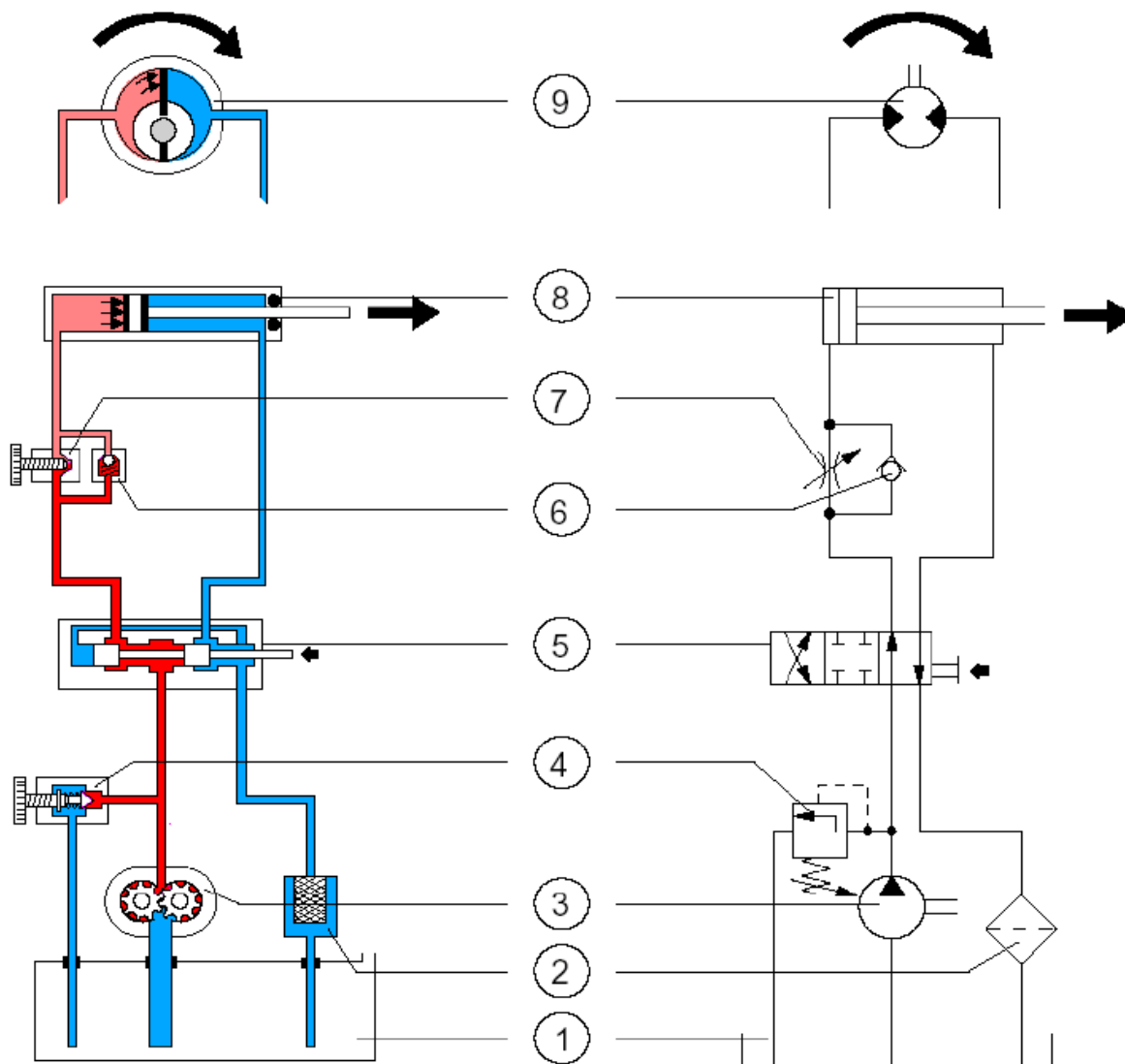
Systemet består av:

- driftsmotor
- tank
- trykkbegrensningsventiler
- filter
- pumpe med fast kapasitet
- pumpe med og variabel kapasitet og volumstrømretning
- tilbakeslagsventiler
- hydraulisk motor
- trykkstyrt retningsventil (avlaster motorens returside og styrer returen til tank)
- trykkavlastningsventil



Figur 21 – Et hydraulisk anlegg (closed loop) med kavitasjonssikring

### 1.14.1 Hydraulikkanlegg med korresponderende symboler



Figur 22 – Skjemategning med korresponderende symboler

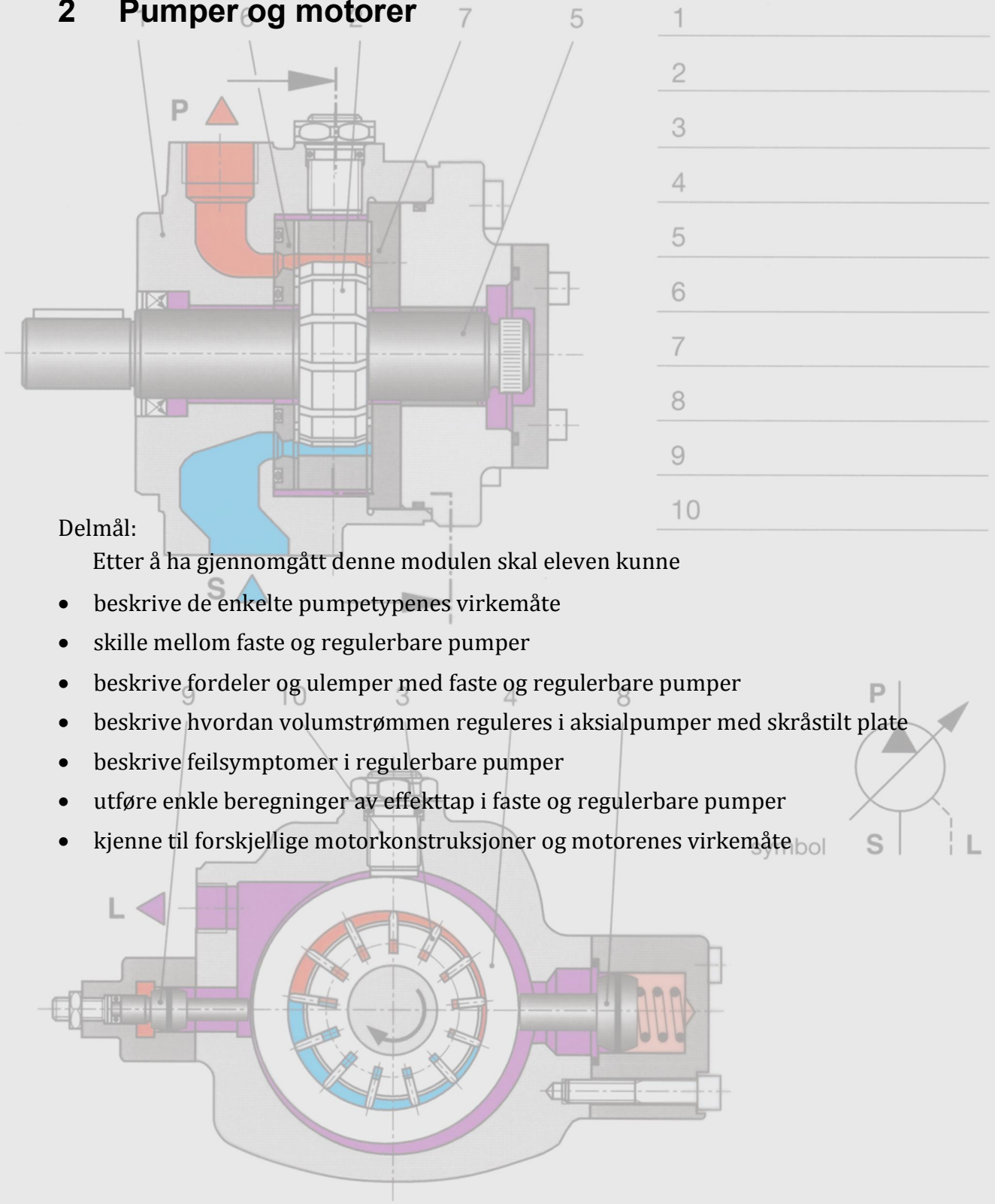
#### Forklaring:

1	Tank	2	Filter	3	Pumpe
4	Trykkbegrensningsventil	5	4/3- Retningsventil	6	Tilbakeslagsventil
7	Strupe- tilbakeslagsventil (Enveis volumstrømsregulering)	8	Sylinder	9	Hydraulisk motor





## 2 Pumper og motorer

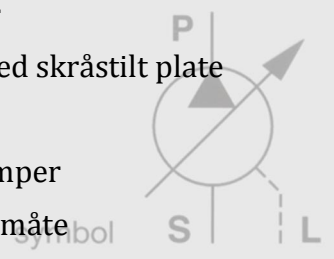


- 1 \_\_\_\_\_
- 2 \_\_\_\_\_
- 3 \_\_\_\_\_
- 4 \_\_\_\_\_
- 5 \_\_\_\_\_
- 6 \_\_\_\_\_
- 7 \_\_\_\_\_
- 8 \_\_\_\_\_
- 9 \_\_\_\_\_
- 10 \_\_\_\_\_

Delmål:

Etter å ha gjennomgått denne modulen skal eleven kunne

- beskrive de enkelte pumpetyperes virkemåte
- skille mellom faste og regulerbare pumper
- beskrive fordeler og ulemper med faste og regulerbare pumper
- beskrive hvordan volumstrømmen reguleres i aksialpumper med skråstilt plate
- beskrive feilsymptomer i regulerbare pumper
- utføre enkle beregninger av effekttap i faste og regulerbare pumper
- kjenne til forskjellige motorkonstruksjoner og motorenes virkemåte





## 2.1 Hydrauliske pumper – generelt

Pumpene er hjerte i et hvert hydraulisk anlegg og er som oftest den som får skylda når noe går galt. Dette er ikke helt grunnløst, for pumpa er utsatt for de største påkjenningene og derfor har størst mulighet til å svikte. En årsak til dette er at den startes ved arbeidets begynnelse og så blir den stående og surre og gå inntil arbeidet er avsluttet. Pumpa er den første delen som utsettes for forurensninger som har funnet sin vei inn i anlegget. Samtidig putter vi så mye energi inn i små enheter at pumpa som oftest er den komponenten som først går i stykker.

Ved riktig valg av pumpe, bruk og vedlikehold kan vi imidlertid oppleve at pumpa er en pålitelig komponent med en brukstid på linje med øvrige komponenter i anlegget.

### 2.1.1 Pumpas oppgaver

Pumpenes oppgave er å omforme mekanisk energi til hydraulisk energi ved at den roterende akselen på en drivmotor kobles sammen med pumpas drivaksel. Når motoren roterer trekker den pumpa som suger væske fra tanken og væska presses ut i anlegget under høyt trykk. Her er det vanlig å si at pumpa er den som produserer trykket. Dette er imidlertid relativt, da det er begrensinger i væskestrømmen som fører til oppbygging av trykket. Hadde det vært fri flyt i ledningene, så ville det vært umulig å bygge opp et trykk av vesentlig størrelse.

På grunn av at trykket bygges opp når væskestrømmen møter motstand, så må pumpa konstrueres slik at den tåler denne trykkoppbyggingen.

### 2.1.2 Klassifisering av pumper

Det er flere måter å gruppere pumper på. Den første inndelingen er å skille mellom Ikke- positive pumper ): pumper som ikke har klart skille mellom suge- og trykkside og derfor vil levere en væskestrøm som er avhengig av mottrykket (impellerpumper)

Positive pumper ): pumper der det er et klart skille mellom suge- og trykkside. Disse pumpene vil levere en konstant volumstrøm selv om mottrykket varierer.

#### 2.1.2.1 Ikke- positive pumper

Ikke- positive pumper er pumper der et roterende skovlhjul slynger væska ut av hjulet og ny væske presses inn som følge av det omliggende atmosfæretrykket. Volumstrømmen i pumpa vil avhenge av hvor stort mottrykket er.

Etter hvert som mottrykket stiger, vil volumstrømmen avta og til slutt stoppe helt opp selv om pumpa roterer. Væska som ligger inne i skovlhjulet vil da bare rotere med skovlene eller i verste fall strømme tilbake til tanken hvis det skjer en plutselig trykkøkning i anlegget.

Fordelen med ikke- positive pumper er at de gir en jevn volumstrøm uten trykksjokk.

Ulempen er at de må primes før start, da de ellers ikke vil kunne skape tilstrekkelig undertrykk slik at atmosfæretrykket kan presse væska opp i pumpehjulet.

#### 2.1.2.2 Positive pumper

Positive pumper er for eksempel tannhjuls- og stempelpumper. Disse vil levere væske uansett mottrykk og det må derfor sørges for trykkbegrensinger i anlegget slik at det ikke sprenges. I motsetning til ikke- positive pumper, så er positive pumper som oftest selvprimende.



En ulempe med positive pumper er at de er pulserende og derfor gir støy og trykksjokk i anlegget hver gang et pumpekammer åpner for å slippe væsken ut i anlegget. En annen ulempe er at interne lekkasjer øker med økende trykk og dermed bidrar til økt energiforbruk.

Ettersom en kun benytter positive pumper i hydraulikken, så er det bare disse som vil bli beskrevet i de etterfølgende avsnitt.

### **2.1.3 Trykkbelastning av pumper**

En av de viktigste ytelsene som må fastsettes av produsenter av hydraulisk utstyr, er ved hvilket trykk pumpe skal arbeide. Arbeidstrykket er dimensjonerende for pumpas komponenter og forteller hvor høyt trykk pumpe tåler uten å ta skadde.

Når en konstruerer hydrauliske anlegg velges først de trykk som er passende for anleggets oppgaver og de komponenter som inngår i anlegget. Når dette er fastlagt, kan en velge passende pumpetype.

Som tidligere nevnt, så er det motstanden mot strømming som bestemmer trykket i anlegget. Når en forbruker i anlegget belastes, vil trykket i motoren øke i takt med belastningen inntil en når anleggets maksimaltrykk. Maksimaltrykket bestemmes på forhånd ved hjelp av en trykkbegrensningsventil (sikkerhetsventil) som hindrer videre trykkoppbygging. Når trykkbegrensningsventilen åpner så holdes trykket konstant. Det nytter derfor ikke å øke pumpekapasiteten da den overflødig væsken vil strømme i retur gjennom trykkbegrensningsventilen.

### **2.1.4 Fortrengningsvolum**

Fortrengningsvolumet er den mengde væske som teoretisk sett overføres fra pumpas innløp til dens utløp i løpet av en omdreining. Som oftest brukes  $\text{cm}^3/\text{omdr}$  når fortrengningsvolumet skal oppgis.

Hvis ei pumpe har mer enn et kammer, så oppgis kapasiteten samlet for alle kamrene. Ei stempelpumpe vil derfor oppgis med det volum pumpe leverer per omdreining uansett hvor mange stempel den har.

### **2.1.5 Konstant og variabel fortrengning**

Fleksibiliteten i et anlegg vil øke betraktelig hvis det er mulig å variere pumpas fortrengning. Det finnes flere pumpetyper med mulighet for å variere fortrengningen under drift, men de fleste velger av kostnadmessige årsaker pumper med fast fortrengning.

Ved bruk av pumper med konstant leveringskapasitet, kan en variere denne ved å endre turtallet på pumpe.

### **2.1.6 Indre lekkasje og virkningsgrad**

Ei pumpe leveringsmengde er mindre enn den teoretiske leveringsmengden vi kommer fram til ved å summere volumene i pumpe. Årsaken til dette ligger i at indre lekkasjer mellom pumpe bevegelige deler.

De indre lekkasjene gjør at en del av væske strømmer tilbake til sugesida i stedet for å løpe ut i ledningen. Dette må likevel ikke betraktes som rent tap, da det er nødvendig å ha interne lekkasjer for å oppnå tilstrekkelig smøring av de bevegelige delene.



Forholdet mellom teoretisk volumstrøm  $Q$  (pumpas beregnede fortrenningsvolum) og reell volumstrøm ( $q$ ) (volumstrømmen ut av pumpa), kalles pumpas virkningsgrad og beregnes slik:

27

$$\text{Virkningsgrad: } \eta_h = \frac{q}{Q}$$

### 2.1.7 Leveringsmengde og virkningsgrad

For å kunne beregne hastigheter i et anlegg, må en kjenne pumpas leveringsmengde  $Q$ . leveringsmengden forteller oss hvilken volumstrøm pumpa produserer per tidsenhet og benevnes oftest i liter/min selv om SI- systemets enhet er  $\text{m}^3/\text{sek}$

Leveringsmengden kan en finne ved å multiplisere fortrenningsvolumet med pumpas virkningsgrad. I tillegg vil indre friksjon i pumpa bidra med et mekanisk tap slik at pumpas totale virkningsgrad = hydraulisk virkningsgrad · mekanisk virkningsgrad ):

28

$$\text{Total virkningsgrad } (\eta): \eta_t = \eta_h \cdot \eta_m$$

### 2.1.8 Dimensjonering av pumper

Ved dimensjonering av pumper bør følgende faktorer avklares:

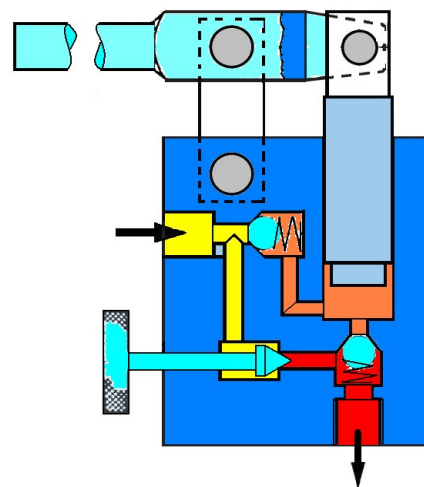
- Arbeidstrykk i pascal
- Maksimal kapasitet i  $\text{m}^3/\text{sek}$
- Turtallsområde
- Hydraulikkvæskens spesifisering – viskositet, spesifikk vekt osv.
- Driftsbetingelser – kontinuerlig eller intermitterende
- Temperaturforhold og miljø
- Variabel eller konstant hastighet
- Eventuelt foretrukket pumpetype

## 2.2 Pumpetyper

### 2.2.1 Håndstempelpumper

Håndstempelpumper er de enkleste konstruksjonene. Disse brukes vanligvis i donkrafter og hydrauliske jekker og har oftest et enkeltvirkende stempel som suger inn væska når en løfter håndtaket og presser den ut når håndtaket senkes. Tilbakeslagsventiler sikrer riktig flyt-retning og en ventil åpnes manuelt for å slippe væska tilbake til reservoaret når sylindere skal tilbake igjen.

Det finnes også dobbeltvirkende pumper der stempelet suger og trykker i begge slagretninger.



Figur 23 – Enkeltvirkende manuell stempelpumpe



I tillegg finnes det 2- trinns pumper der et stort stempel sørger for en stor volumstrøm når belastningen er liten for så å overlate arbeidet til et mindre stempel når belastningen øker. Alle typer håndstempelpumper gir en pulserende volumstrøm og er derfor lite egnet for høyere slag hastigheter.

## 2.2.2 Tannhjulspumper

Av tannhjulspumper finnes det en rekke varianter. De som har funnet størst anvendelse er imidlertid pumper med utvendig fortanning og dette er nok den typen en vanligvis forbinder med uttrykket "tannhjulspumpe".

### 2.2.2.1 Utvendige tannhjulspumper

Tannhjulspumper med utvendig fortanning skiller i to hovedtyper.

Den ene er pumper med ordinære tenner som på et tannhjul (Figur 24).

Den andre typen har avrundede tenner, men er i prinsippet lik de førstnevnte. Pumpetypen har imidlertid langt større fortrenningsvolum enn førstnevnte (Figur 25).

Utvendige tannhjulspumper av ordinær utførelse har to tannhjul som løper i inngrep med hverandre. Det ene tannhjul er festet til drivakselen mens det andre hjulet følger det første. Hydraulikkvæska tas inn på sugesida og følger tannlommene langs ytterveggen under rotasjonen og slippes ut på motsatt side.

Sideveggene i pumpehuset har vanligvis avlastningskanaler og smørekanaler som leder inneklemt væske fra trykksiden til sugesiden.

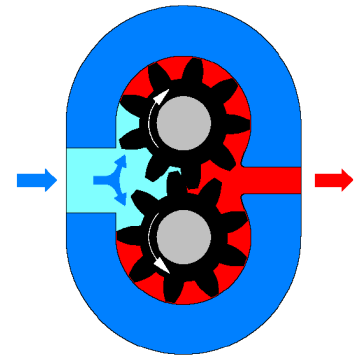
For å redusere interne lekkasjer gjøres den ene sideveggen bevegelig – en såkalt "flytende gavl" – slik at væsketrykket sørger for konstant tetting mellom sidevegger og tannhjul. På grunn av smøre- og avlastningskanalene kan pumpa kjøres kun en vei.

Pumpene er konstruert for trykk  $< 20$  MPa og turtall på 500 til 3000  $^{\circ}$ /min. virkningsgraden er fra 30 til 90 % med unntak for større pumper der virkningsgraden er 85 til 90 %.

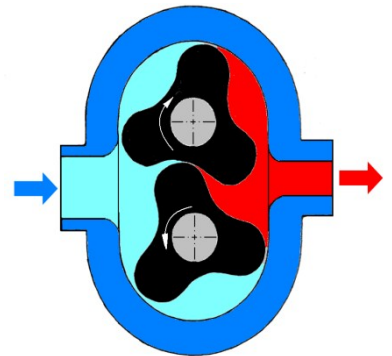
Pumpene har høyt støynivå, de gir noe pulsering og har som oftest bare en rotasjonsretning. For øvrig er de robuste, rimelige i innkjøp og tåler forurensninger bedre enn andre pumpetyper.

### 2.2.2.2 Innvendige tannhjulspumper

Tannhjulspumpene med innvendig fortanning har et drevet tannhjul som går i inngrep med en tannring. Denne tannringen har flere tenner enn det drivende tannhjulet. Det vil dermed oppstå "lommer" mellom tannhjul og tannring der det er plass til hydraulikkvæska som suges inn på den ene sida av pumpa og så trykkes ut på motsatt side.



Figur 24 – Tannhjulspumpe, utvendig fortanning



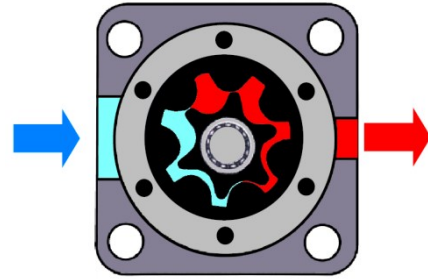
Figur 25 – Tannhjulspumpe, avrundede tenner



Hovedtypene av pumper med innvendig fortanning er:

### ➤ Gerotorpumper

Gerotorpumpene har et tannhjul og en tannring utført slik at det alltid er tetting mellom tennene på tannhjulet og periferien på tannringen. Dette oppnås ved å lage tannhjulet med seks tenner mens tannringen har sju tilsvarende fordybninger som tannhjulets tenner passer inn i. Det ulike antall tenner og "lommer" gjør at det dannes atskilte kammerer som transporterer væsken gjennom pumpa.



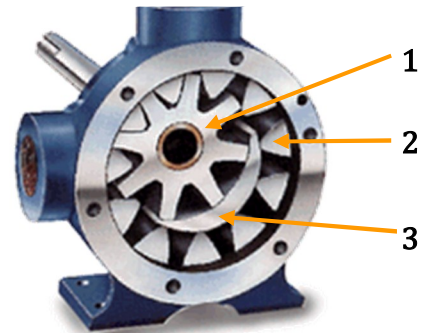
Figur 26 – Gerotorpumpe

### ➤ Tannringspumper

Disse ligner på Gerotorpumper, men her dannes væskekameret mellom tannhjulet og et sigdformet segment plassert mellom tannhjulet og ytterringen.

Pumpetypen har lav pulsering og lavt støynivå.

De foretrekkes derfor ofte når det er krav om støysvake anlegg



Figur 27 – Tannringspumpe

- 1) Tannhjul                      2) Tannring  
3) Tetningssegment

## 2.2.3 Radialstempelpumper

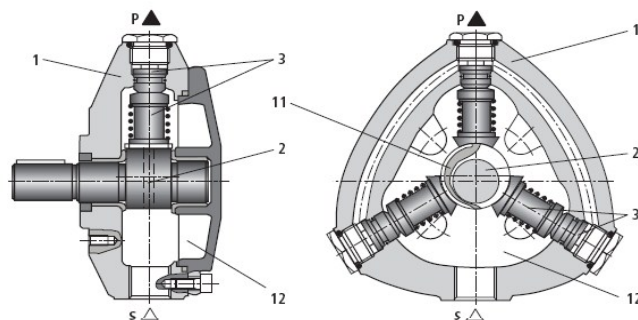
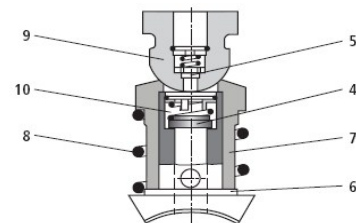
### 2.2.3.1 Radialstempelpumper med fast fortreningsvolum.

Radialstempelpumpene leveres gjerne med tre, fem eller ti stempler radielt plassert rundt en eksentrisk aksling.

Ved ti stempler brukes det to radialpumper med fem stempler i hver sylinderskive.

Virkemåten oppstår når den eksentriske akslingen settes i rotasjon slik at stemplene presser hydraulikkvæska ut av sylindrene til den omliggende trykkanalen som leder væska ut til trykkporten. Samtidig vil fjærene som er montert på hvert stempel sørge for at de drives innover mot akslingen i fyllingsfasen slik at sylindrene fylles med ny væske.

Pumpene er meget driftssikre og kan leveres for trykk helt opp til 70 MPa (700 bar).



#### Komponentoversikt

- |                       |                       |                      |
|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| 1) Pumpehus           | 2) Pumpeaksling       | 3) Pumpesylinder     |
| 4) Tilbakeslagsventil | 5) Tilbakeslagsventil | 6) Glidesko          |
| 7) Sylinder           | 8) Stempelfjær        | 9) Trykkanal         |
| 10) Ventilfjær        | 11) Tilførselskanal   | 12) Internt væskerom |

Figur 28 – Radial stempelpumpe – 3 sylindre

Snitt i to plan av en tresylindret radial stempelpumpe med fast fortreningsvolum

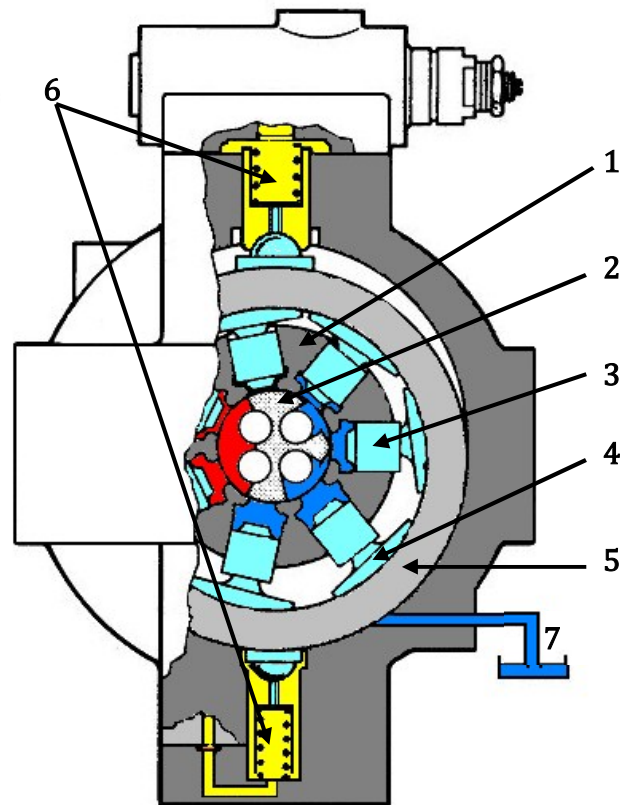


### 2.2.3.2 Radialstempelpumper med variabelt fortrenningsvolum.

I radialpumpene (Figur 31) er stempene plassert i en sylinderblokk som er montert til en drivaksel. Reguleringen skjer ved at en stempelring (5) beveges fram og tilbake slik at stempene får en varierende slaglengde. Styringen av leveringsmengden kontrolleres av de to reguleringssylindrene (6).

En variant av radialstempelpumpene er pumper med ventilstyring. Her er stempene opplagret mot en sentrert veivaksel og hvert stempel virker som en enkeltvirkende håndpumpe.

Ettersom stempene ikke er fast forbundet med kamakselen, så må de utstyres med fjærer som driver stempene i sugefasen. Dette gjør at pumpene får dårlig sugeevne og de bør derfor være nedsenket i hydraulikkvæska for å sikre god fylling.



Figur 29 – Variabel radial stempelpumpe – 7 sylindre

- |                     |                |                         |
|---------------------|----------------|-------------------------|
| 1) Sylindreblokk    | 2) Drivaksel   | 3) Stempel              |
| 4) Glidesko         | 5) Stempelring | 6) Reguleringssylindere |
| 7) Intern drenering |                |                         |

## 2.2.4 Aksialstempelpumper

### 2.2.4.1 Skråplatepumper

Disse pumpene har stempene festet til ei plate som er skråtstilt i forhold til drivakselen.

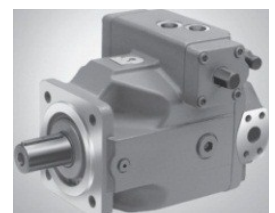
#### ➤ Skråplatepumper med fast fortregning

Disse har normalt arbeidstrykk opp til 35 MPa og leveringsmengder opp til 1500 liter per minutt. Disse er de billigste av aksialpumpene og er mye brukt i anlegg der det er behov for høye trykk. Pumpene brukes gjerne i lukkede systemer når begge tilkoblingene er utsatt for trykk.



#### ➤ Skråplatepumper med variabel fortregning

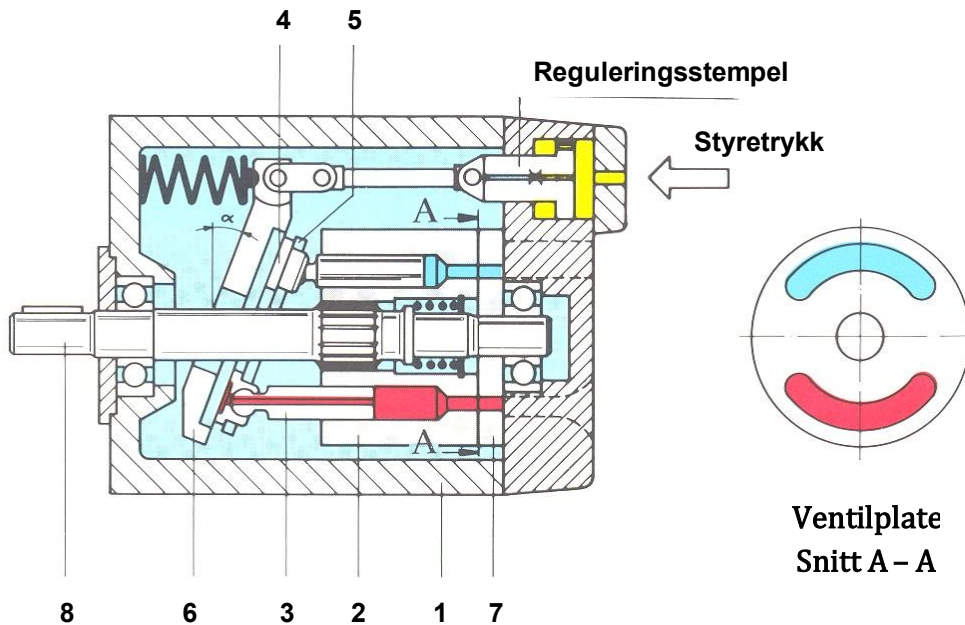
Skråplatepumper med variabel fortregning (Figur 31) skiller seg fra ovennevnte ved at skråplata kan stilles i forskjellige vinkler i forhold til drivakselen, slik at volumstrømmen endres fra maksimum til null. Om ønskelig kan den også stilles over senter slik at volumstrømmen snus.



Figur 30  
Skråplatemotorer;  
fast og variabel



Skråplatepumpene nyttes også i systemer der det er ønskelig med konstant trykk, men variabel volumstrøm. De utstyres da med et eget fjærbelastet reguleringsstempel som stilles i forhold til trykket i systemet og automatisk regulerer vinkelen på skråplata i takt med endret volumstrømsbehov, slik at trykket holdes konstant.



**Figur 31 – Aksialstempelpumpe med variabel skråplate.**

- |               |                  |                 |   |
|---------------|------------------|-----------------|---|
| 1) Pumpehus   | 2) Sylinderblokk | 3) Pumpestempel | 4) Glidesko med innfesting av stemplene |
| 5) Holdeplate | 6) Skråplate     | 7) Ventilplate  | 8) Drivaksel                            |

Fordelen med et slikt system er at alle komponenter har fullt trykk og kan reagere raskt ved behov. Samtidig reduseres varmeutviklingen fordi en unngår unødig væsketransport.

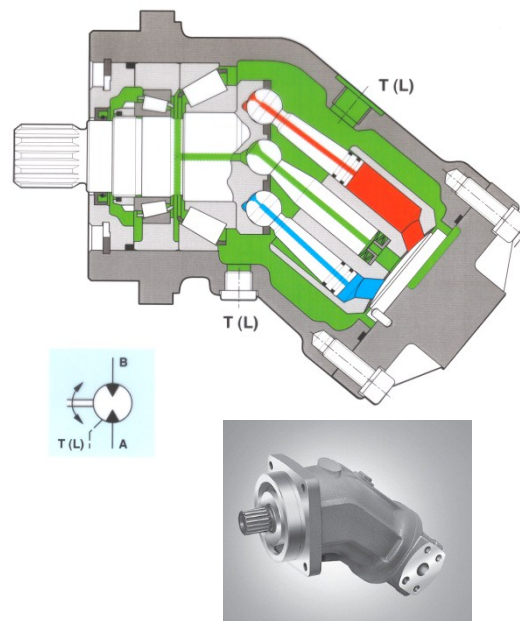
### 2.2.4.2 Skråblokkpumper

Skråblokkpumper har pumpehuset montert i vinkel med drivakselen.

#### ➤ Skråblokkpumper med fast fortregning

Skråblokkpumper med fast fortregning (Figur 32) er montert med pumpehuset i fast vinkel med drivakselen.

Det er mulig å bytte til hus med forskjellige vinkler hvis en ønsker å endre fortregningsvolumet.



**Figur 32 – Skråblokkpumpe med fast fortregning**

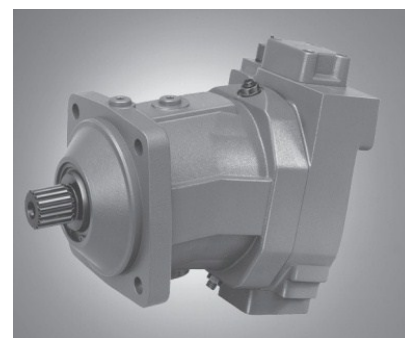




### ➤ Skråblokkpumper med variabel fortregning

Disse pumpene benyttes der det er krav om regulerbar volumstrøm. Sylinderblokken er hengslet slik at det kan vippes i forhold til drivakselen og en oppnår dermed variabel leveringsmengde. Pumpehuset er utstyrt med monteringsflater for inn- og utløpsflenser, manøverkontroll og grensebrytere.

Pumpehuset fungerer også som reservoar for hydraulikkvæska slik at denne kan smøre pumpas innvendige deler. Ved hjelp av manøverorganet kan sylinderblokka vris om opplagringsakselen slik at volumstrømmen kan varieres trinnløst.



Figur 33 – Skråblokkpumpe med variabel fortregning

### 2.2.5 Rekkestempelpumper

Rekkestempelpumper kjennetegnes ved at to eller flere stempler er plassert i ei rekke der alle stemplene opereres av en felles kamaksel.

Pumpene har

- Lav sugehøyde – må som oftest primes
- Virkningsgrad på om lag 90 %
- Lavt støynivå
- høy pris

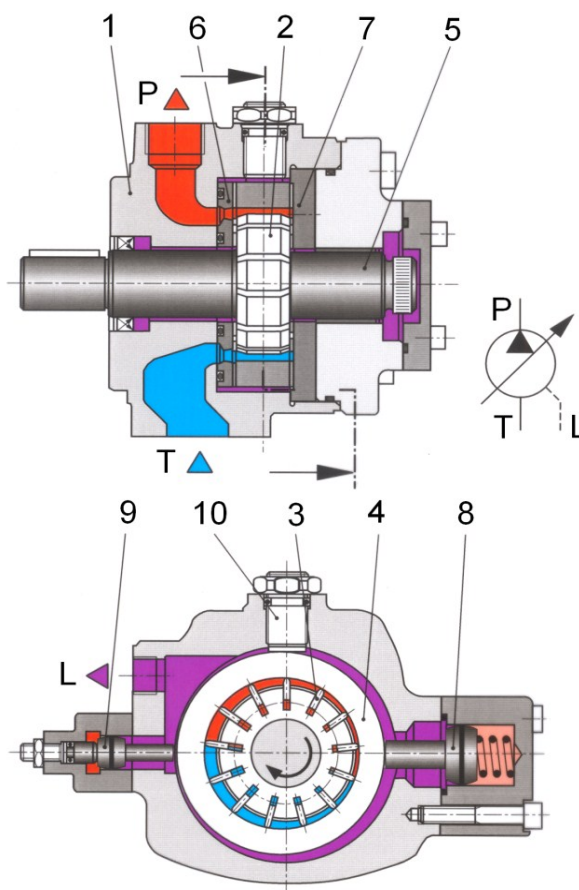
### 2.2.6 Vingepumper

#### 2.2.6.1 Generelt

Vingepumper har en rotor forsynt med aksialt plasserte slisser, montert inne i en sirkulær eller elliptisk sylinder. I rotorslissene er det plassert polerte og herdete lameller som slynges utover av sentrifugalkreftene slik at de følger sylinderveggen under rotasjonen.

Pumpens kammerer er laget slik at det oppstår et lite undertrykk ved innløpet der avstanden er økende etter hvert pumpa roterer. Hydraulikkvæska suges inn og transporteres mellom rotor og sylindervegg til trykksida der volumet avtar og væska presses ut.

Normale slitepunkter på ei vingepumpe er tuppen av lamellene og på overflata i sylinderringen. Slitasjen motvirkes med herding av lamellene, men konstruksjonen gjør at pumpa kompensere automatisk for slitasjen i og med at lamellene ved slitasje vil slynges lenger og lenger ut. Dette gjør at pumpa har en høy virkningsgrad (85 til 90 %) gjennom hele levetida.



Figur 34 – Vingepumpe

Variabel vingepumpe (ubalansert)

- |                        |                        |
|------------------------|------------------------|
| 1) Pumpehus            | 2) Rotor               |
| 3) Vinge               | 4) Sylinder            |
| 5) Drivaksel           | 6) Støtteplate         |
| 7) Støtteplate         | 8) Reguleringssylinder |
| 9) Reguleringssylinder |                        |



### 2.2.6.2 Ubalanserte vingepumper

I de ubalanserte vingepumpene er den innvendige sylinderringen formet som en sirkel med ei senterlinje som er forskjøvet i forhold til rotoren. Pumpekapasiteten bestemmes av hvor stor denne forskyvningen er.

Fordelen med å bruke en sirkelformet sylinderring er at leveringsmengden enkelt kan varieres ved å forskyve ringens senterlinje i forhold til rotorens senterlinje – større forskyving => økende volumstrøm.

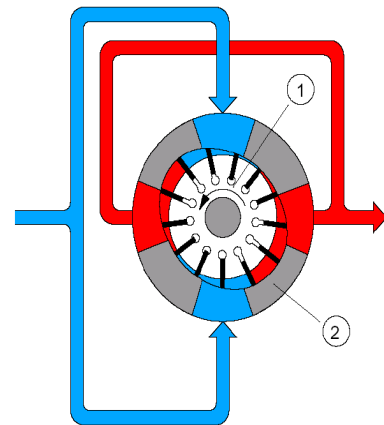
Ulempen med disse pumpene er at utløpstrykket virker inn på rotorens projiserte areal og dermed fører til sterk belastning på lagrene. Samtidig bevirker trykket et bøyemoment på rotoren og pumpene krever derfor kraftig dimensjonering av lagrene.

Pumpene er relativt rimelige i innkjøp, har en vibrasjonsfri gange enten de har fast eller variabel volumstrøm, har som oftest fast rotasjonsretning og kjennes lett på en hvinende lyd under drift.

### 2.2.6.3 Balanserte vingepumper

De balanserte vingepumpene har en stasjonær sylinderring med et elliptisk kammer og to sett porter diametralt plassert slik at mottrykkene balanserer rotoren. Dermed unngås ulempene med trykkfordeling og bøyemomenter som i de ubalanserte vingepumpene.

Konstruksjonen gjør at pumpene kan kjøres med høye trykk og høye hastigheter, noe som gjør at pumpene blir relativt små i forhold til kapasiteten.



Figur 35 – Balansert vingepumpe

1) Rotor 2) Sylinder

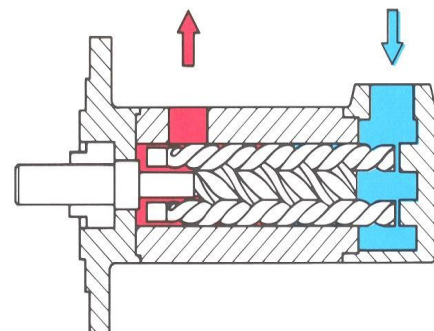
### 2.2.7 Skruerpumper

Skruepumpene utmerker seg i forhold til andre pumpetyper med pulseringsfri væskestrøm og lavt støynivå.

Pumpene kan arbeide med høye turtall og konstant volumstrøm, men har et begrenset trykk. Selve konstruksjonen er robust med små radielle dimensjoner. Den har som oftest to eller tre skruer der det er drift på den ene skruen.

Konstruksjonen gjør at væsken presses aksialt gjennom pumpa mellom gjengene mot utløpet. Pumpa har som oftest bare en rotasjonsretning.

Virkningsgraden for skruerpumper ligger på om lag 80% og omdreiningstall opp til 4000 per minutt.



Figur 36 – Skruerpumpe



## 2.3 Effekttap i pumper

### 2.3.1 Effekttap i faste pumper

I hydraulikkssystemer med faste pumper finner vi disse forholdene:

- Volumstrømmen fra pumpe er tilnærmet konstant
- Pumpetrykket blir maksimert av en trykkbegrensningsventil
- Væske som ikke brukes til å drive sylindere eller motorer, returnerer til tank over trykkbegrensningsventilen.

En stor del av effekten som tilføres systemet går over til varme når hydraulikkvæsken returnerer til tanken gjennom trykkbegrensningsventilen, eller når ventilsystemet har store trykktap. Å unngå varmetap er ikke mulig, men det er viktig å begrense de så mye som mulig.

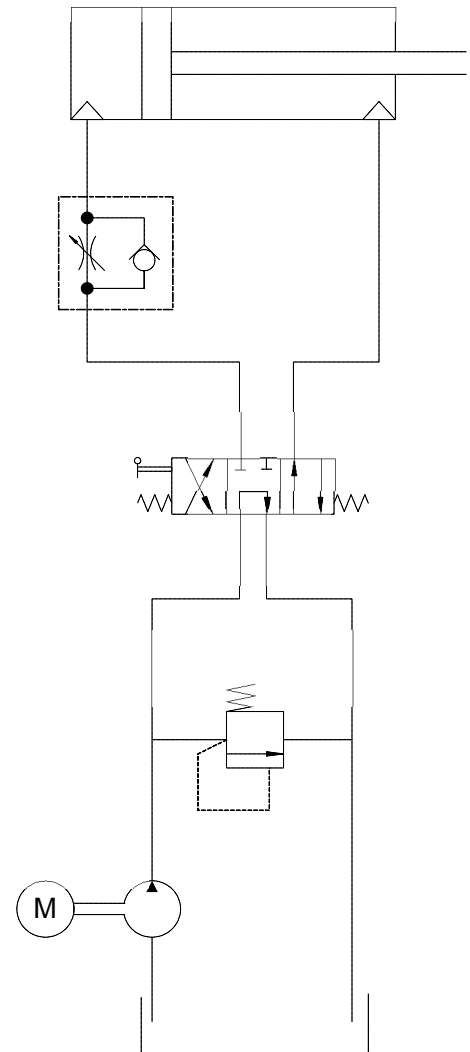
I anlegg med faste pumper kan dette gjøres ved å avlaste pumpe når det ikke er behov for trykk til drift av sylindere og motorer.

Koblingsskjemaet på Figur 37 viser hvordan avlasting kan utføres ved at retningsventilen har gjennomgående løp med direkte retur til tanken i midtstilling.

#### **Eksempel 20:**

Vi forutsetter at pumpe (Figur 37) lever 30 liter per minutt ( $5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sek}$ ) og at volumstrømmen til sylindere er 25 liter per minutt ( $4,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sek}$ )

- Volumstrømmen over trykkbegrensningsventilen er 5 liter per minutt ( $8,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{sek}$ )
- pumpetrykket er 12 MPa ( $1,2 \cdot 10^7 \text{ Pa}$ )
- sylindere arbeidstrykk er 9 MPa ( $9 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ )
- trykkfall over volumstrømsregulatoren er 3 MPa eller  $3 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .



Figur 37 - Effekttap i faste pumper



### Løsninger:

Tilført effekt fra pumpa:

$$P_{\text{pumpe}} = p \cdot q = 1,2 \cdot 10^7 \text{ (Pa)} \cdot 5 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/sek)} = \underline{\underline{6000 \text{ W}}}: \underline{\underline{6 \text{ kW}}}$$

Effekttap over trykkbegrensningsventilen:

$$P_{\text{tbv}} = p \cdot q = 1,2 \cdot 10^7 \text{ (Pa)} \cdot 8,33 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3\text{/sek)} = \underline{\underline{1000 \text{ W}}}: \underline{\underline{1 \text{ kW}}}$$

Effekttap over volumstrømsregulatoren:

$$P_{\text{vreg}} = p \cdot q = 3 \cdot 10^6 \text{ (Pa)} \cdot 4,17 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/sek)} = \underline{\underline{1250 \text{ W}}}: \underline{\underline{1,25 \text{ kW}}}$$

Effektutnyttelse i sylindren:

$$P_{\text{syl}} = p \cdot q = 9 \cdot 10^6 \text{ (Pa)} \cdot 4,17 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/sek)} = \underline{\underline{3750 \text{ W}}}: \underline{\underline{3,75 \text{ kW}}}$$

### Kontroll:

Summen av effektene skal være lik tilført effekt:

$$P_{\text{pumpe}} = P_{\text{tbv}} + P_{\text{vreg}} + P_{\text{syl}} = 1000 + 1250 + 3750 = \underline{\underline{6000 \text{ W}}}: \underline{\underline{6 \text{ kW}}}$$

### 2.3.2 Effekttap – variable pumper

I hydrauliske systemer vil behovet for trykk, volumstrøm og effekt variere i løpet av driftstida. Ettersom en ønsker å ha så høy energiøkonomi som mulig, bruker en helst pumper med variabelt fortrenningsvolum da disse har en relativt høy virkningsgrad.

I eksempelet foran ble det vist hvordan effekttapene oppstår i et anlegg der det nyttes ei fast pumpe. Med ei variabel pumpe ville det ikke blitt noe effekttap over trykkbegrensningsventilen, hvis pumpa leverte kun samme volumstrøm som volumstrømsregulatoren var innstilt på. Det er nettopp denne besparelsen en er ute etter når en bruker variable pumper.

Ei trykkkompensert pumpe fungerer som ei pumpe med fast fortrenning så lenge trykket er lavere enn det trykkregulatoren i pumpa er innstilt på. I det trykket i anlegget når samme verdi som pumpas forhåndsinnstilte trykk, så avtar volumstrømmen helt til trykket slutter å stige.

Hvis en ikke belaster kretsen, så leverer pumpa kun tilstrekkelig væske for å kompensere for indre lekkasjer i systemet. Med andre ord: pumpas fortrenningsvolum minsker raskt mot null når anleggstrykk og forhåndsinnstilt pumpetrykk nærmer seg hverandre og dermed synker også effektforbruket mot 0.



## 2.4 Trykkompenserte pumper

### 2.4.1 Direktestyrte trykkompenserte pumper

I Figur 38 vises prinsippet for regulering av en direkte-styrt, trykkompensert pumpe.

Så lenge systemtrykket er lavere enn innstillingen på pumpas trykkompensator, vil pumpa ha et maksimalt fortreningsvolum. Dette forblir uforandret gjennom hele trykkstigningen inntil systemtrykket er helt opp mot innstillingen på trykkompensatoren.

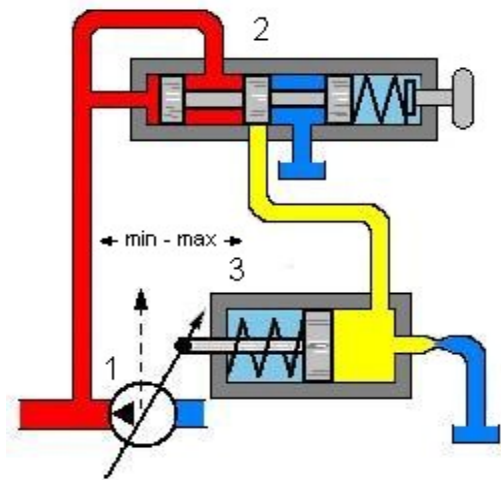
I det de to trykkene nærmer seg hverandre, vil trykkompensatoren presses over av systemtrykket slik at kompensatoren slipper væsketrykk fram til reguleringsstempelet. Dette skyves i +retning mot omstilleren og pumpas fortreningsvolum begynner å avta.

Legg merke til at sylinderkammeret for regulatoren har en fast bløding til tank. Denne er nødvendig for at stempelet skal presses tilbake av fjæra når trykket faller igjen.

### 2.4.2 Effektforkbruk

Hvis vi tenker oss tilbake til forrige eksempel der vi så på effektforkbruket i ei pumpe uten variabelt fortreningsvolum, så kan vi nå utvikle det videre.

Vi forutsetter fortsatt at systemtrykket er 12 MPa. Vi stiller derfor trykkompensatoren på 12 MPa, men øker innstillingen for trykkbegrensningsventilen til omlag 14 MPa.



**Figur 38 – Trykkompensert pumpe**

Volumregulering av direktestyrt trykkompensert pumpe

- 1) Pumpe
- 2) Trykkompensator
- 3) Reguleringsylinder

### **NB!**

Trykkbegrensningsventilen vil ved denne innstillingen fungere som en sikring ved ekstra høye trykksjokk og som en sikkerhetsventil i tilfelle det skulle skje noe med reguleringen i pumpa.

### **Eksempel 21:**

Vi bruker samme verdier som i Eksempel 15:

Pumpas volumstrøm til sylindere er som 25 liter/minutt ): (0,42 liter/sek som tilsvarer  $4,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sek}$ )

Arbeidstrykket til sylindere er 9 MPa

### **Løsning:**

Tilført effekt fra pumpa:

$$P_{\text{pumpe}} = p \cdot q = 1,2 \cdot 10^7 \text{ (Pa)} \cdot 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^3/\text{sek)} = \underline{\underline{5040 \text{ W}}}: 5 \text{ kW}$$

Effekttap over volumstrømsregulatoren:

$$P_{\text{vreg}} = p \cdot q = 3 \cdot 10^7 \text{ (Pa)} \cdot 4,2 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3/\text{sek)} = \underline{\underline{1260 \text{ W}}}: 1,26 \text{ kW}$$

Effektutnyttelse i sylindere:

$$P_{\text{syl}} = p \cdot q = 9 \cdot 10^7 \text{ (Pa)} \cdot 4,2 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3/\text{sek)} = \underline{\underline{3780 \text{ W}}}: 3,78 \text{ kW}$$



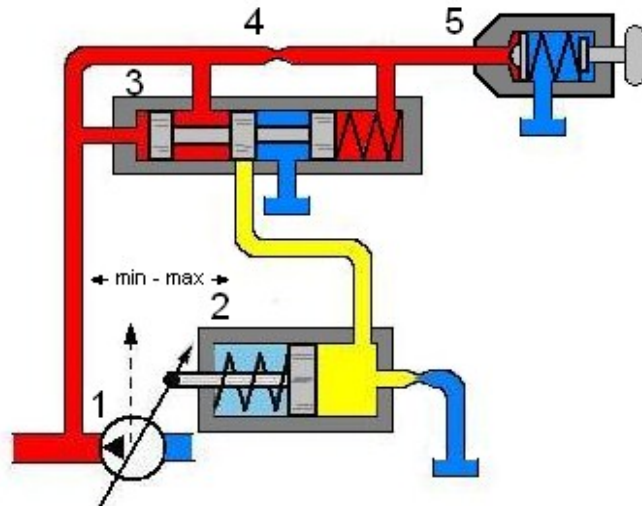
Av dette eksempelet ser vi at trykkfallet og dermed også effekttapet over trykkbegrensningsventilen har falt bort. Dermed blir kostnadseffektiviteten i anlegget bedret. Til tross for at pumpeeffekten er redusert fra 6 til 5 kW og volumstrømmen i anlegget er redusert fra 30 til 25 l/min, så yter sylindere fortsatt det samme som i forrige eksempel.

### 2.4.3 Trykkompenserte pumper

I de tilfelle det er behov for å variere trykkompensatorens innstillingstrykk mellom flere nivåer, velger vi en forstyrt trykkompensator. Virkemåten er lik den direktstyrte, men trykket kan styres fra en eksternt plassert trykkbegrensningsventil.

Når trykkbegrensningsventilen åpner, vil det strømme væske fra pumpas trykkside over reduksjonsventilen (B) gjennom trykkbegrensningsventilen til tanken.

Trykkfallet som oppstår over reduksjonsventilen gjør at kraften blir større på den ene siden av kompensatorleiden. Kompensatorstempelet vil dermed begynne å bevege seg mot høyre slik at væsketrykket ledes til forstillingssylindren.



**Figur 39 – Trykkompensert pumpe**

- Volumregulering av forstyrt trykkompensert pumpe
- |                            |                         |
|----------------------------|-------------------------|
| 1) Pumpe                   | 2) Regulerings-sylinder |
| 3) Trykkompensator         | 4) Kalibrert dyse       |
| 5) Trykkbegrensningsventil |                         |

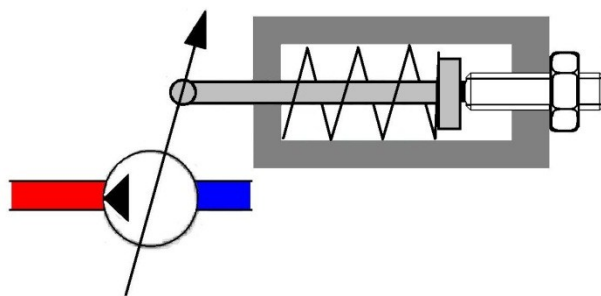
### 2.4.4 Pumper med variabelt fortrenningsvolum

Hittil har vi sett på løsninger der en trykkompensator har blitt brukt til å kontrollere volumstrømmen. Denne løsningen innebærer at overskytende væske returneres til tanken over trykkbegrensningsventilen.

Et alternativ til å bruke en selvregulerende trykkompensering, er å montere en mekanisk (Figur 40) regulering av pumpas fortrenningsvolum.

Denne løsningen lar en avpasse pumpas leveringsvolum til anleggets behov.

En annen mulighet er å erstatte regulerings-skruen med en spak, slik at en manuelt kan stille inn ønsket volumstrøm. Dette åpner for en trinnløs regulering av volumstrømmen fra maks til 0 og deretter fra 0 til maks i motsatt strømningsretning, hvis en lar skråplata gå over senter slik at volumstrømmen snus.



**Figur 40 – Mekanisk justert pumpe**

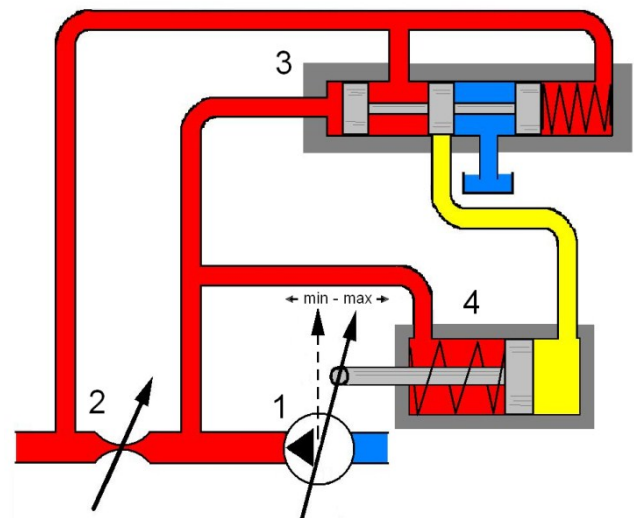


### 2.4.5 Lastavhengig regulering

Ytterligere en reguleringsmetode er vist i Figur 41. Denne reguleringsmetoden gjør at en kan klare seg uten volumstrømsregulatoren. I stedet er det plassert en regulerbar strupeventil (1) i trykkledningen fra pumpa.

En varierende belastning (økende eller minkende last på sylindere) vil generere et varierende trykk mot pumpa. Dette fører til et varierende trykkfall over strupeventilen og trykket forplanter seg til kompensatoren (2). Når væska strømmer gjennom strupeventilen, vil trykkforskjellene mellom høyre og venstre side av kompensatorsylindere føre til at stempelet stiller om i forhold til trykkdifferansen og slipper væska ned til forstillingssylindere (3).

Pumpas fortrenningsvolum vil da stille seg inn på et nivå slik at volumstrømmen fra pumpa balanserer med trykkdifferansen over reduksjonsventilen og trykkdifferansen over stempelet i kompensatorsylindere.



Figur 41 – Lastkompensert pumpe

Volumstrømsregulering ved hjelp av en variabel strupeventil (2) i pumpas trykkledning (Lastavhengig regulering)

- |                    |                            |
|--------------------|----------------------------|
| 1) Pumpe           | 2) Regulerbar strupeventil |
| 3) Trykkompensator | 4) Reguleringsylinder      |

#### 2.4.5.1 Effekttap i pumper med variabelt fortrenningsvolum

##### Eksempel 22:

Vi stiller inn den regulerbare strupeventilen slik at trykkfallet over strupeventilen blir 1 MPa og trykkfallet over sylindere fortsatt er 9 MPa (til sammen 10 MPa pumpetrykk) ved en volumstrøm på 25 l/min.

##### Løsning:

Tilført effekt fra pumpa:

$$P_{\text{pumpe}} = p \cdot q = 1 \cdot 10^7 \text{ (Pa)} \cdot 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/sek)} \approx 4167 \text{ W): } 4,2 \text{ kW}$$

Effekttap over strupeventilen:

$$P_{\text{strupev}} = p \cdot q = 1 \cdot 10^6 \text{ (Pa)} \cdot 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/sek)} \approx 417 \text{ W): } 0,42 \text{ kW}$$

Effektutnyttelse i sylindere:

$$P_{\text{syl}} = p \cdot q = 9 \cdot 10^6 \text{ (Pa)} \cdot 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/sek)} \approx 3750 \text{ W): } 3,75 \text{ kW}$$

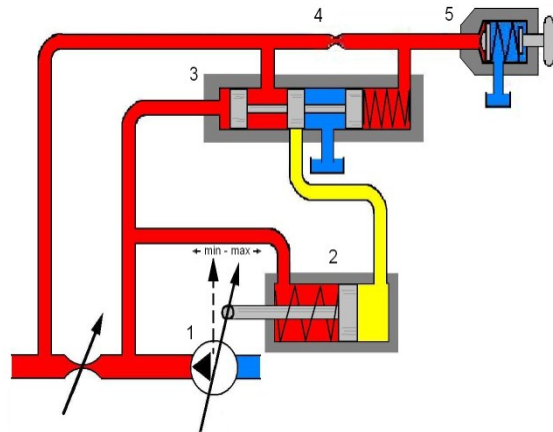
Her ser vi at pumper med volumstrømsregulering gir det laveste effekttapet av de reguleringsmetodene vi har sett på. Hvis arbeidstrykket i siste tilfelle skulle stige til det maksimale, vil sylindere stoppe opp. Væskestrømmen vil da passere gjennom trykkbegrensningsventilen tilbake til tanken og all energien omdannes til varme.



### 2.4.6 Lastavhengig regulering

I Figur 42 kombineres egenskapene fra pumper med forstyring og pumper med trykkompensert volumstrømsregulering.

Ved å kombinere en lastavhengig regulering med en trykkompensator (3) og en trykkbegrensingsventil (5), oppnår en at det blir liten forskjell mellom pumpetrykket og nødvendig arbeidstrykk. Samtidig vil trykkbegrensingsventilen tre i funksjon ved maksimal belastning og hindre overbelastning av anlegget.



Figur 42 – Lastavhengig regulering

- |                           |                       |
|---------------------------|-----------------------|
| 1) Pumpe                  | 2) Reguleringsylinder |
| 3) Trykkompensator        | 4) Struping           |
| 5) Trykkbegrensingsventil |                       |

### 2.4.7 Sammenligning av reguleringsmetoder

I de foregående eksemplene har sylinderen hatt samme energibehov  $\sim 3,75$  kW. Figur 43 viser en grafisk fremstilling av hvordan kan spare effekt med de forskjellige reguleringsmetodene vi har sett på.

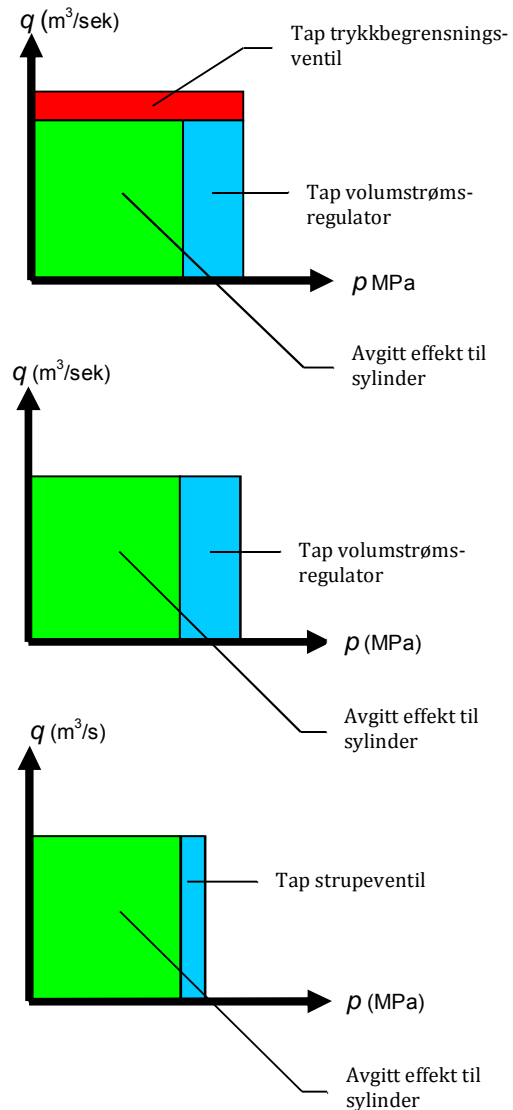
Pumper med fast fortrenningsvolum (øverst) må ha tilført en effekt som dekker både sylinderen samt tapene over både volumstrømsregulatoren og trykkbegrensingsventilen.

Pumper med trykkompensering (midten) kommer bedre ut i og med at trykkbegrensingsventilen er "passiv" og derfor ikke utgjør noe effekttap under normal drift.

Pumper med lastavhengig volumstrømsregulering (nederst) kommer likevel best ut. Her leverer pumpa det som er nødvendig for å drive sylinderen. Det oppstår fortsatt et tap over strupeventilen, men dette er minimert i forhold til de andre reguleringsmetodene.

En kan likevel ikke konkludere med at pumper med lastavhengig volumstrømsregulering er det beste ettersom flere faktorer påvirker valgene:

- Effektbehov
- Trykk
- Krav til støynivå
- Pris
- Miljø
- Driftstid



Figur 43 – Reguleringsmetoder og tap





## 2.5 Hydrauliske motorer

I utgangspunktet er en hydraulisk motor lik ei pumpe, men selv om den har motsatt arbeidsfunksjon, så foretas inndelingen på samme måte som for pumpene.

### 2.5.1 Hydrauliske motorer generelt

En vesentlig fordel med hydrauliske motorer er at de har små dimensjoner og lav vekt i forhold til effekten. Dette gir lave treghetsmomenter (lav kinetisk energi) og dermed tillates raske hastighetsendringer med korte akselerasjons- og deselerasjonstider. Sammenlignet med elektriske motorer, så er disse minst 8 til 10 ganger så tunge som en hydraulisk motor.

En annen fordel med hydrauliske motorer er at det kan lages kombinasjoner av motor og pumpe i samme enhet. I slike konstruksjoner må det tas hensyn til konstruksjonsdetaljer som blant annet smørekkanaler samt enkelte andre forhold avhengig av de ulike typer.

Generelt kan det likevel sies at ei pumpe ikke må nyttes som motor, eller en motor som pumpe, uten at leverandøren har godkjent anvendelsen.

Beregning av fortrenningsvolum foretas på samme måte som for pumper:

**Fortrenningsvolum er den væskemengde som må til for å gi motoren en omdreining.**

På samme måte som for pumper, kan motorene leveres med fast eller variabel fortrenning. Den angitte effekten er et produkt av fortrenningsvolumet (oftest oppgitt i  $\text{cm}^3/\text{omdr}$ ) og væsketrykket (Pa).

#### **Viktig!**

Husk at motorer som skal kunne reverseres, uten unntak må tilsluttes en returledning slik at motorens indre lekkasjer blir drenert!

### 2.5.2 Inndeling av motortypene

Hydrauliske motorer grupperes på følgende måte:

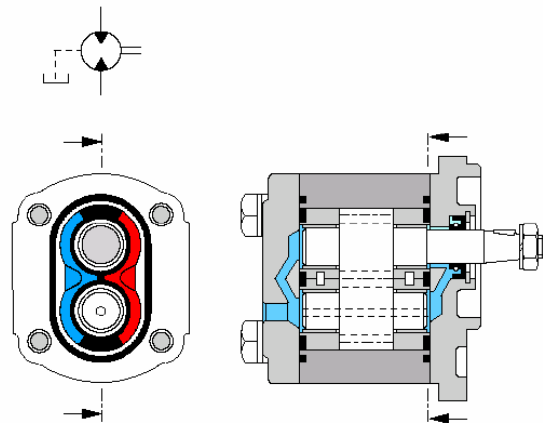
- Stempelmotorer
  - Radialstempelmotorer
  - Aksialstempelmotorer
  - skråblokkmotorer
  - skråplatemotorer
- Tannhjulsmotorer
- Tannringsmotorer
- Vingemotorer
- Skruemotorer



### 2.5.3 Tannhjulsmotorer

Tannhjulsmotorene er bygd på samme måte som pumpene. Det som skiller er smørekana-lene og opplagringen som er kraftigere utført på motorene. Alternativt kan en overdimensjo-nert opplagring kompenseres ved at motoren utføres med kanaler som bidrar til trykkutjev-ning som tar opp en del av lagerkreftene.

Tannhjulsmotorene har en meget enkel kon-struksjon. Trykkfordelingen på innløpssiden gir et moment som setter hjulene i rotasjon og hydraulikkvæska følger tannlommene gjennom rotasjonen til utløpssida. Det ene tannhjulet er koblet til en utgående aksel for overføring av drivkrafta.



Figur 44 – Tannhjulsmotor

Svakheten ned tannhjulsmotorene er at den ensidige trykkbelastningen og store indre lek-kasjer rundt tannhjulene, fører til redusert virkningsgrad. En løpende motor i turtallsom-rådet fra 500 til 2000  $^{\circ}$ /min vil således ha en virkningsgrad på om lag 60 til 70 %. Ved lavere hastigheter vil motoren være ineffektiv.

Startegenskapene for en tannhjulsmotor er dessuten relativt dårlige. En bør derfor – hvis mulig – ta hensyn til belastningen ved oppstart slik at den er lavest mulig.

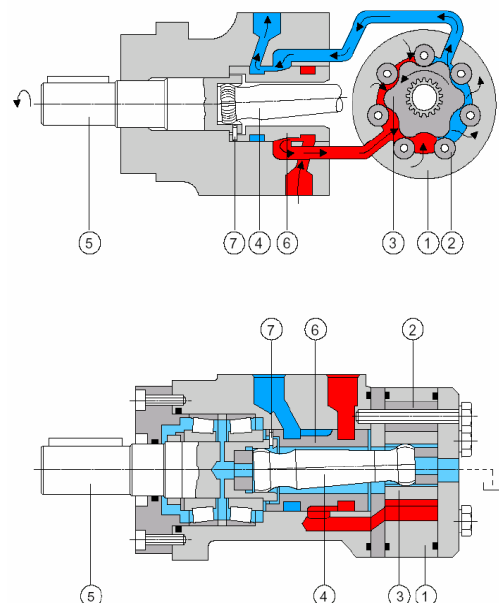
Til tross for at tannhjulsmotorene har dårlige driftsegenskaper, så har de en viss utbredel-se ettersom de er anvendelige der startmomentet er lavt og det kun tas ut liten effekt fra motoren. Motorene har lavt startmoment og store indre lekkasjer slik at huset må drene-res. Dreiemomentsområde spenner svært vidt – fra  $\sim 50\text{Nm}$  oppover til  $60\text{kNm}$  og turtalls-området anbefales fra  $\sim 500$  til  $2500$  omdreininger per minutt. Tannhjulsmotorene er rimelige i anskaffelse. De kan leveres med trykkompensering og er som oftest reverserba-re. Virkningsgraden er om lag 65 til 90 %.

### 2.5.4 Tannringsmotorer

Tannringsmotoren – orbitmotoren – har en utførelse som er lik gerotorpumpa. For å oppnå et vridnings-moment er imidlertid rotoren montert eksentrisk på den utgående akselen slik at den "spaserer" rundt inne i tannringen.

Rotoren er sekstannet mens tannringen har sju tann-lommer. Utførelsen er slik at rotoren kan spasere rundt i tannlommene og samtidig tette for hydrau-likkvæska slik at det genereres et dreiemoment.

Det ulike tallet med tenner og tannlommer medfører at en rotasjon på rotoren gir  $1/6$ - dels rotasjon på tannringen. Det sies derfor at motoren har en utveks-ling på 1:6.



Figur 45 – Tannringsmotor



### 2.5.5 Vingemotorer

Vingemotorene leveres på samme måte som pumpene i balanserte og ubalanserte utgaver. Motorene skiller seg fra pumpene ved at vingene må stå med en forspenning mot sylinderveggen for å tette mot væsketrykket.

Hydraulikkvæska ledes derfor inn i sentrum av rotoren slik at vingene presses mot sylinderveggen eller mot kapasitetsringen.

Alternativt kan det benyttes en kombinasjon av væsketrykk og forspenning med fjærer.

Balanserte vingemotorer med elliptisk sylinder har fast fortrenningsvolum. Fortrenningsvolumet kan imidlertid endres ved å skifte kapasitetsringer.

Balanserte vingemotorer med variabelt fortrenningsvolum har en sylinder som kan forskyves og dermed endre eksentrisiteten mellom sylinder og rotor.

Vingemotorenes begrensninger ligger oftest i driftstrykket på grunn av tetningsproblemene mellom vinger og sylinder. Aktuelle arbeidstrykk er derfor sjelden over om lag 17 MPa med vridningsmomenter fra 50 til 1000Nm.



Figur 46 – Vingemotor

### 2.5.6 Stempelmotorer

Stempelmotorene er den hydrauliske motortypen som har den beste virkningsgraden. Motorene er enten radial- eller aksialstempelmotorer som finnes i et utall varianter.

Generelt kan det sies at radialstempelmotoren egner seg best for lave turtall (<400 °/min) og høye dreiemomenter. For aksialstempelmotorene er forholdet motsatt, riktignok finnes det varianter som er konstruert for lave turtall, men de fleste aksialstempelmotorene er hurtigløpende motorer med turtallsområder fra ~2 til 6 tusen °/min.

#### 2.5.6.1 Radialstempelmotor med veivaksel

Radialstempelmotorene har sylindrene ordnet i en eller to kranser. Hver krans har enten 5, 7 eller 9 stempler som virker innover mot veivakslingen. Dette er motorer som brukes mye. De har høy virkningsgrad – spesielt ved lave turtall kan virkningsgraden være opp mot 90 %.

Figur 47 viser oppbyggingen av en radial stempelmotor med roterende veivaksel.

##### ➤ Motorens oppbygging

Oppbyggingen er vist på Figur 47: Pumpehus (1), Veivaksel (2), Deksel (3), Endelokk (4), konisk rullelager (5), Stempler (6), Reguleringsenhet (7). Veivakselen er opplagret med påkrympede, overdimensjonerte koniske rullelagre (5) plassert i et X- arrangement for å ta opp eventuelle aksialkrefter. Under drift virker radialstemplene (6) enten direkte på veivakselen (2) gjennom nålelagre (9) eller som vist på tegningen, sjukantede ringer med nålelagre.

##### ➤ Virkemåte

Kraftoverføringen skjer fra stemplene via nålelagre (9) (eller en sjukantet ring med nålelagre) som gir lav friksjon, lang levetid og liten følsomhet for forurensninger, til veivakselen. Nålelagre er også godt egnet når det gjelder å ta opp maksimale trykk, høyt vridningsmoment i startfasen og minimere stick/slip- effekter ved lave turtall.

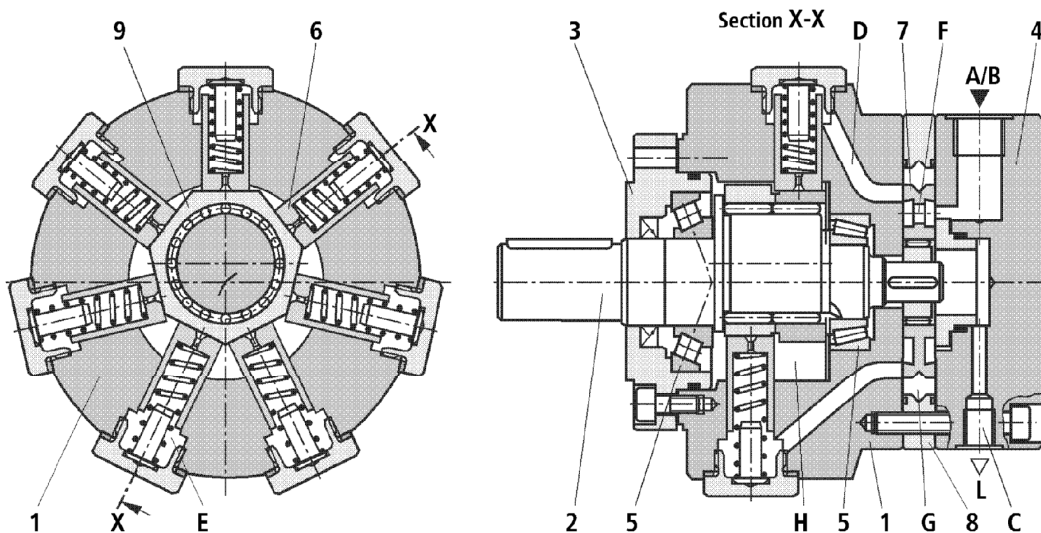
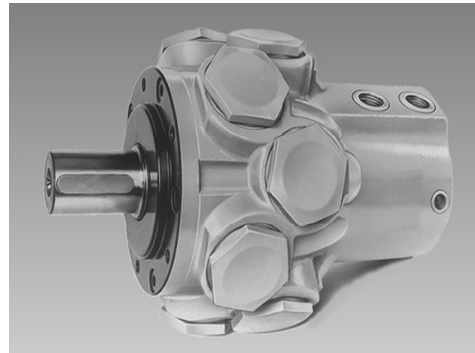


Nålelagrene er også ypperlige i forhold til å holde lekkasjer på et minimum samt å opprettholde en høy virkningsgrad.

Hydraulikkvæska ledes inn i eller ut av portene A og B. Sylinderkamrene (E) fylles og tømmes ved hjelp av reguleringsmekanismen og kanalene (D) i pumpehuset (1).

#### ➤ Generering av vridningsmoment

På figuren er hydraulikkvæska i kammer E i ferd med å bli trykksatt gjennom sin forbindelse til tilførselskanalen. Stempelet (6) presses innover mot den eksentriske veivakselen og tvinger akslingen til å rotere.



Figur 47 – Snitt i to plan av en radialstempelmotor med dens hoveddeler

Stemplene (6) vil i neste omgang skyves utover av den roterende akslingen og hydraulikkvæska evakueres fra sylinderkammeret (E) og ut gjennom returkanalen.

#### ➤ Regulering

Selve reguleringsmekanismen består av ei plate som kan føres i lineære bevegelser. Dermed oppnår en kontroll over væskestrømmen slik at trykket ledes til sylindrene som skal trykkesett samtidig som den samler opp returvæska og leder den til returkanalen.

#### ➤ Funksjonsmåte

Kontrollplata (7) har et innvendig ringformet område (F) og danner sammen med ringen (8) et utvendig ringformet kammere (G).

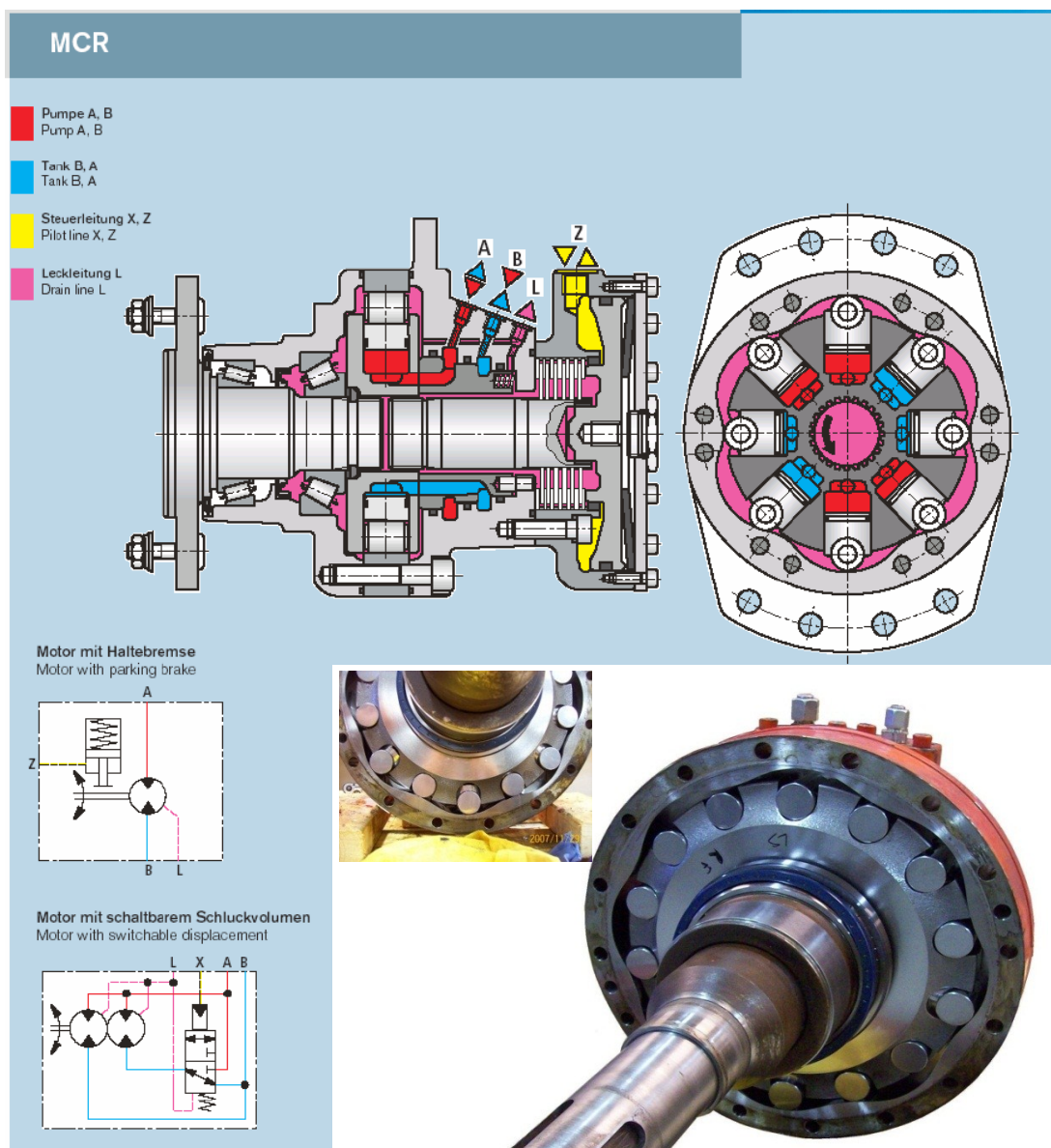
Ved å forskyve kontrollplata (7) radielt mellom motorhuset (1) og endeløkket (4) ved hjelp av en eksenter som er forbundet med veivakselen, vil de indre og ytre ringformede områdene vekselvis bringes i forbindelse med sylindrene. Samtidig vil de ringformede områdene åpne seg mot enten port A eller port B slik at væskestrømmen kan passere inn og ut av motoren.

➤ **Lekkasjer**

Interne lekkasjer som vil oppstå ved stemplene (6) og i reguleringsenheten (7) samles opp inne i motorhuset (H) og evakueres gjennom dreneringsporten (C).

**2.5.6.2 Radialstempelmotor med kamring**

Det finnes også motorer der stemplene er plassert inne i det roterende navet. Stemplene virker utover mot en kamring som er festet i det stillestående huset.



**Figur 48 – Radialstempelmotor med kamring.**

Legg merke til at stemplene trykkesett og avlastes 180° mot hverandre. En unngår dermed bøyemomenter i akslingen. (Bosch Rexroth)



### ➤ Virkemåte

Hydraulikkvæska tilføres stemplene gjennom navet gjennom interne kanaler. De trykksatte stemplene presses utover mot kamringen og navet tvinges til å rotere. I det stempelet når bunnen på kamringen, åpnes kanalen for returvæske og stempelet tømmes mens neste stempel blir trykksatt.

#### Som det framgår av

Figur 48, så trykkes og tømmes stemplene samtidig 180° på hverandre. Dette innebærer at bøyemomentene tilført akslingen fra de trykksatte stemplene, motvirker hverandre og akslingen blir fullstendig trykbalansert.

En annen fordel med denne motorkonstruksjonen er at den kan utføres med omstillbart fortrenningsvolum og dermed kjøres med to hastigheter.

### 2.5.6.3 Aksialstempelmotorer

På samme måte som i aksialstempelpumpene, ligger stemplene i motoren parallelt med akslingen. Typisk for aksialstempelmotorene er at de har meget lave treghetsmomenter og derfor er i stand til å foreta raske turtallsendringer.

Motorene har to hovedutførelser:

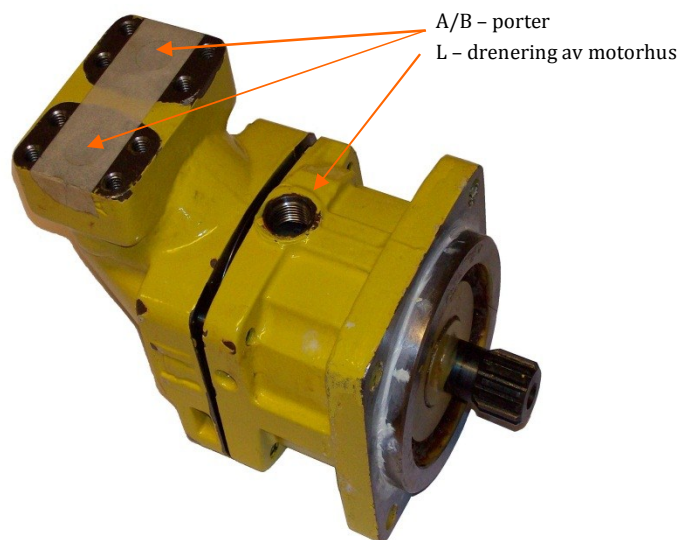
- Skråblokkmotorer
- Skråplatemotorer

slik vi kjenner utførelsen fra tilsvarende pumper.

### 2.5.6.4 Skråblokkmotorer

Blant aksialstempelmotorene er skråblokkmotoren den mest effektive – spesielt i startperioden. Dette har først og fremst sammenheng med friksjonsforholdene som er svært lave på grunn av motorens opplagringer bestående av kule- og rullelager.

Skråblokkmotorer i utførelser med fortrenningsvolum opp til 7 liter per omdreining og driftstrykk på 40 MPa, vil naturlig nok ha meget høye ytelser. Normalt er fleste motorene bygd med et fortrenningsvolum på 25 til 400 cm<sup>3</sup>, fra 1 til 2 tusen omdreining per minutt og med driftstrykk mellom 10 og 20 MPa.



**Figur 49 – Skråblokkmotor**

(Volvo Flygmotor / Parker Hannifin)



Figur 50 (A) viser snittet av en Parker F 12 skrå-blokkmotor. Disse motorene fås med fortreningsvolum fra 30 til 90 cm<sup>3</sup> per omdreining og er beregnet på trykk opp til 48 MPa og inntil 6000 0/min. (F11- serien kan ha turtall helt opp til 12000 0/min.)

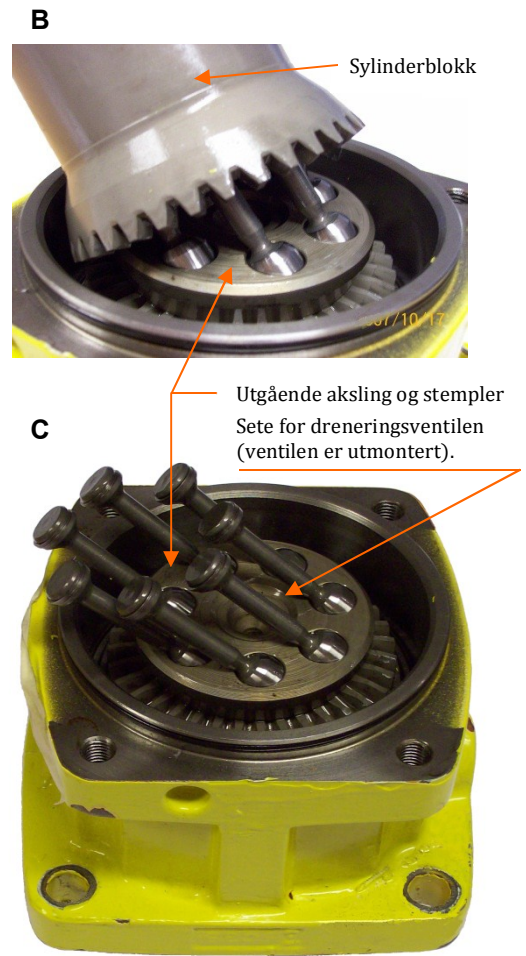
Motorene er beregnet på drift i begge retninger og har derfor egne porter for drenering av motorhuset.

**B** viser sylinderblokka tatt av slik at en ser innkoblingen mellom sylinderblokka og utgående aksling.

**C** viser drevet og stemplenes innfesting i den utgående akslingen.

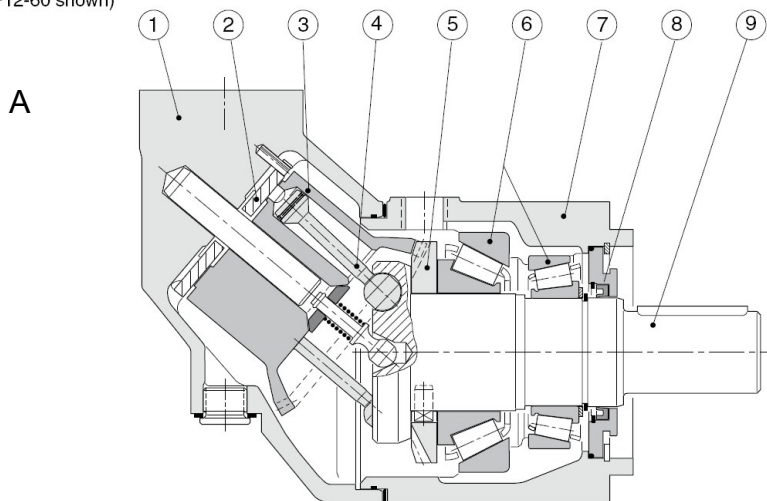
Motorene er utstyrt med sju stempler plassert i ei sylinderblokk som er koblet opp mot utgående aksel ved hjelp av tannhjul. Tannhjulene sørger for synkronisering av sylinderblokk og utgående aksling slik at det ikke oppstår vridninger i stempelstengene under drift.

Under bestemte forutsetninger kan motorene også brukes som pumper.



**F12 cross sections**

F12-30, -40, -60, -80 and -90 (F12-60 shown)



- Legend:
- |                            |                            |  |
|----------------------------|----------------------------|--|
| 1. Barrel housing          | 5. Timing gear             | 9. Output/input shaft                  |
| 2. Valve plate             | 6. Tapered roller bearings | 10. Port E (F12-110 and -125)          |
| 3. Cylinder barrel         | 7. Bearing housing         | 11. Needle bearings (F12-110 and -125) |
| 4. Piston with piston ring | 8. Shaft seal              |  |

**Figur 50 – Skråblokkmotor**

(Volvo Flygmotor / Parker Hannifin).



### 2.5.6.5 Skråplatemotorer

Skråplatemotorene har en mer kompakt konstruksjon enn skråblokkmotorene. De er også lettere og tåler høyere turtall enn skråblokkmotorene. Årsaken til dette er å finne i hvilefriksjonen mellom "tøfler" og skråplate når stemplene trykkes og sylindere blokkas tvinges til å rotere.

Opplagringen består som oftest av aksialkulelagre og vanlig fortrenningsvolum er fra 5 til 500 cm<sup>3</sup> per omdreining.

### 2.5.7 Skruemotorer

En skruemotor er i utførelsen helt lik skruerpumpene. I motoren oppstår dreiemomentet når hydraulikkvæska presses inn i gjengelommene mellom huset og skruene. For lage en reversibel motor, må opplagringen utføres slik at aksialkreftene tas opp i begge retninger.

Skruemotorene karakteriseres av

- Små svingmasser
- Høye turtall – ikke sjelden opp mot 10 000 omdreininger per minutt
- Fast kapasitet
- Reversibel – såfremt opplagringen tar opp krefter i begge retninger
- Begrenset vridningsmoment
- Relativt lav effekt – fra 300 W og oppover mot 30 kW
- Virkningsgraden er om lag 85 til 90 %
- Meget kostbar

### 2.5.8 Vri- og dreiemotorer

Som det framgår av navnet, vil vri- og dreiemotorene kun gi et vridningsmoment innenfor et begrenset arbeidsområde.

Vrimotorene er gjerne utført som en envinget motor den vingen er montert på en aksel. Vingen hviler normalt mot en skillevegg som slutter tett mot akselen. Hydraulikkvæska ledes inn i rommet mellom vinge og skillevegg slik at vingen presses til side og trekker med seg akslingen i rotasjon. Rotasjonen begrenses her av skilleveggen i det vingen stopper mot denne ved fullført rotasjon.

Ved å snu væskestrømmen vil motoren arbeide i begge retninger.

For å øke vrimotorens dreiemoment an den utstyres med flere vinger. Dette går imidlertid på bekostning av rotasjonsvinkelen som vil avta fra om lag 300° (en vinge) til henholdsvis 150° for to vinger og ca. 100° med tre vinger.



**Figur 51 – Vrimotor – også kalt aktuator**





### 2.5.9 Motorregulering og intern kjøling

Avhengig av behov, kobles motoren opp for en eller to rotasjonsretninger.

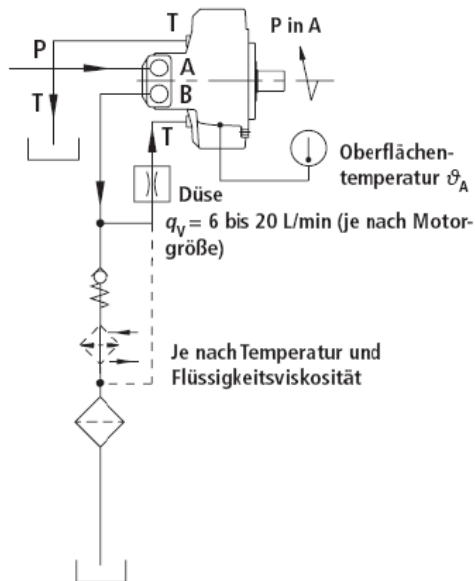
Ved bruk av en rotasjonsretning kobles trykk til port "A" med retur til tanken fra port "B". Ved oppkobling for to rotasjonsretninger benyttes det en retningsventil for å stille om rotasjonsretningen.

Ved bruk av pumpe med vendbar strømningsretning, kan retningsventilen utelates. Returporten "R" kobles da til respektive port på pumpa.

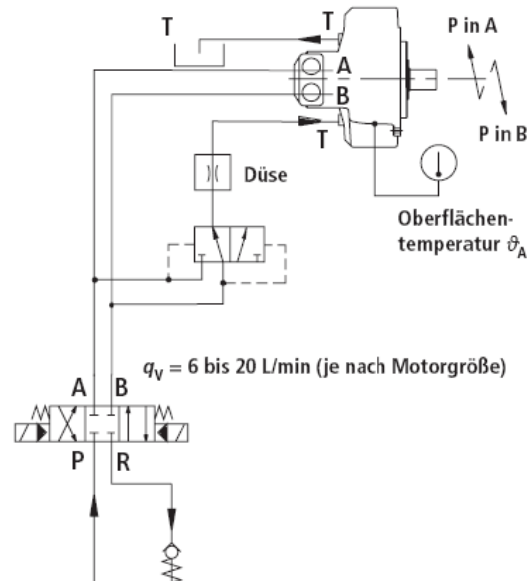
For å holde motortemperaturen nede blir huset forsynt med spyleolje som tas fra returledningen. En kalibrert strupeventil regulerer volumstrømmen inn i huset.

Legg merke til at det må benyttes en ekstra trykkstyrt 3/2- retningsventil for å styre spylestrømmen når motoren skal gå begge veier.

Schaltungsbeispiel bei einer Drehrichtung



Schaltungsbeispiel bei wechselnder Drehrichtung



1) Bitte technischen Vertrieb anfragen!

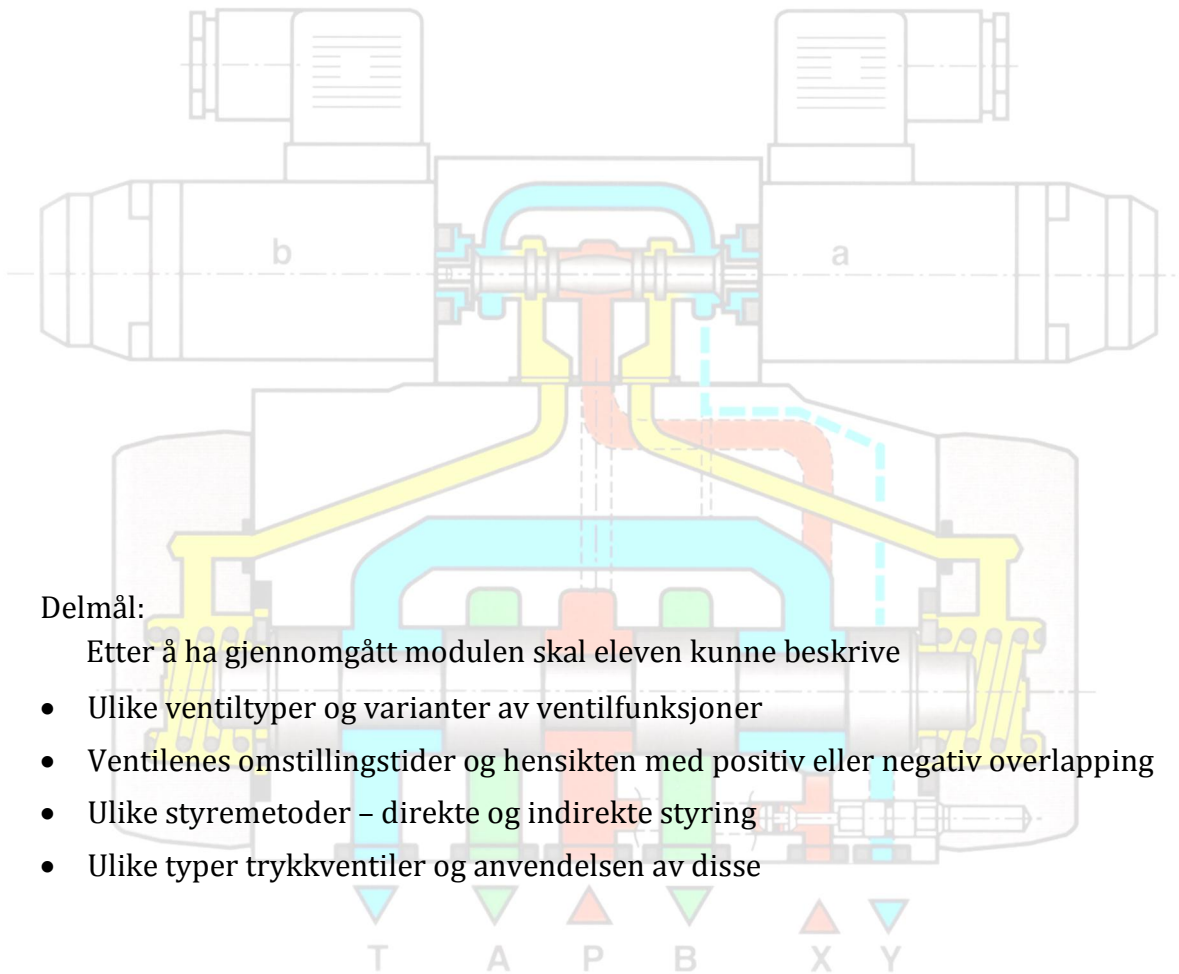
**Figur 52 – Kjøling av hydrauliskmotor ved henholdsvis en og to rotasjonsretninger.**

(Bosch Rexroth)





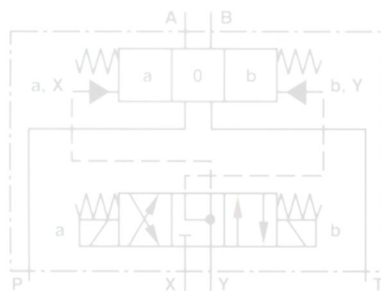
### 3 Hydrauliske ventiler



Delmål:

Etter å ha gjennomgått modulen skal eleven kunne beskrive

- Ulike ventiltyper og varianter av ventilfunksjoner
- Ventilenes omstillingstider og hensikten med positiv eller negativ overlapping
- Ulike styremetoder – direkte og indirekte styring
- Ulike typer trykkventiler og anvendelsen av disse



X:

Y:

---



---



---



---



---



---



---



---



### 3.1 Retningsventiler

## Wegeschieberventil, direktgesteuert Directional Control Valve, Direct Operated

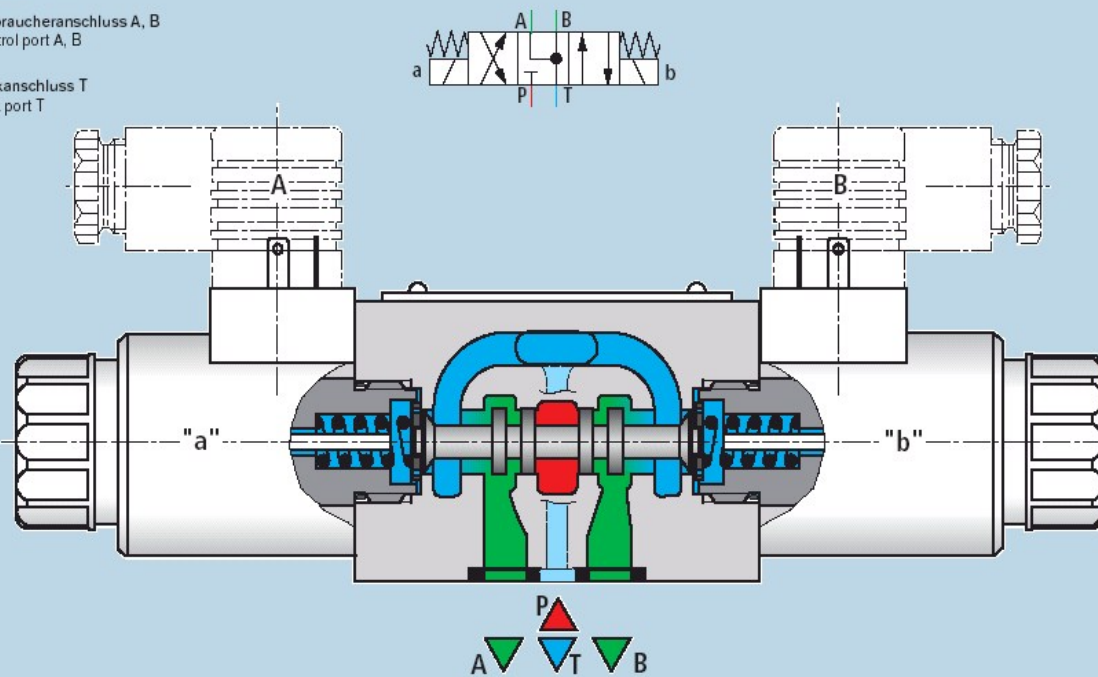


WE 6 .6X/.E...

Druckanschluss P  
Pressure port P

Verbraucheranschluss A, B  
Control port A, B

Tankanschluss T  
Tank port T



#### Beispiel

Typ 4WE 6 J6X/EG24N9K4  
Plattenaufbau, magnetbetätigt,  
federzentriert, mit Einzelanschluss

#### Example

Type 4WE 6 J6X/EG24N9K4  
Subplate mounting, electro-hydraulic  
operated, spring centred, with  
individual connections

#### Technische Daten

- Max. Betriebsdruck 350 bar
- Max. Volumenstrom 80 L/min

#### Merkmale

- Mit verschiedenen Notbetätigungen
- Mit verschiedenen elektrischen Anschlussarten

#### wahlweise

- Reduzierte elektrische Leistungsaufnahme 8 Watt (für SPS-Steuerungen)
- Weichschaltende Ausführungen
- Stellungsüberwachung durch induktive Stellungsschalter

#### Technical Data

- Max. pressure 350 bar
- Max. flow 80 L/min

#### Features

- With different hand emergency override
- With different of electrical connectors

#### optional

- Reduced electrical power requirement 8 Watt (for PLC controls)
- Soft switching version
- Positional monitoring by means of inductive limit switch

**Figur 53 –Direkttestyrt, elektrisk operert retningsventil**

(Bosch Rexroth)



### 3.1.1 Generelt

Retningsventilens oppgave er å styre væskestrømmen til forskjellige steder i det hydrauliske anlegget. Dette oppnås ved å åpne eller lukke for forbindelsen mellom de ulike kanaler inne i ventilen.

Retningsventilene har to eller flere funksjonsstillinger. Vekslingen fra en funksjonsstilling til en annen foregår ved hjelp av et styreorgan plassert direkte på ventilen. Styreorganene påvirkes av signaler som kan være

- Manuelt eller mekanisk
- Elektrisk
- Hydraulisk
- Pneumatisk

Angivelsen av styremåte skjer ved bruk av symboler fra NS 1422. Forståelsen av symbolene og evnen til å lese koblingsskjema blir derfor meget viktig for å forstå de enkelte ventilenes virkemåte.

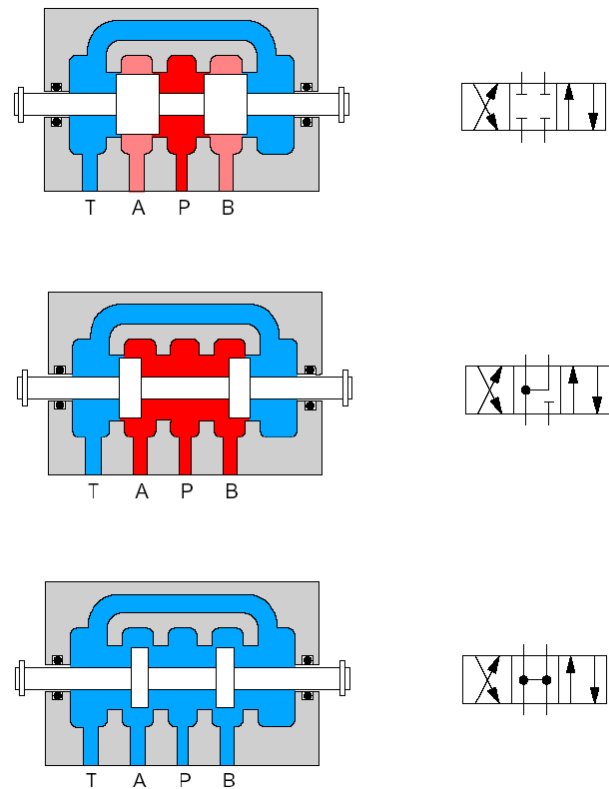
### 3.1.2 Virkemåte

Figur 55 viser en hydraulisk sylinder der stempelets + og - retning styres av en

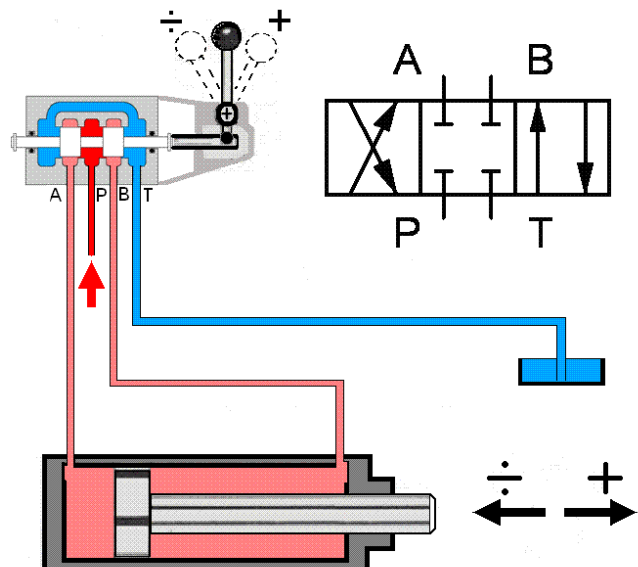
#### 4/3 - retningsventil.

Hydraulikkvæska kommer fra pumpa inn gjennom port P (pressure). Sylinderens + og - kammerer er forbundet med henholdsvis port A og port B på ventilen. Port T er væskeretur til tanken.

På Figur 55 står ventilsleiden i midtstilling (nøytralstilling) og stenger forbindelsen mellom de forskjellige kanalene. Hvis spaken beveges fram eller tilbake, så vil den bevege sleiden i samme retning og volumstrømmen ledes enten til + (A) eller -kammeret (B). På motsatt side evakueres returvæska fra sylinderen og ledes til tanken (T).



Figur 54 –Retningsventiler med symboler

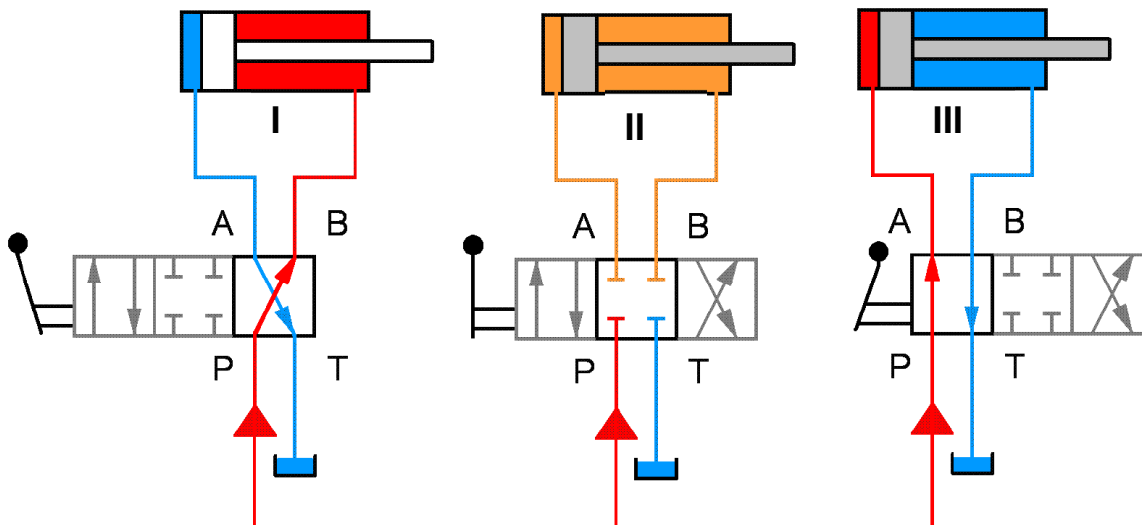


Figur 55 – Sylindestyling

Manuelt styrt retningsventil



### ➤ Alternative funksjonsstillinger



Figur 56 – Retningsventilens funksjonsstillinger

Når en aktiverer styrespaken på retningsventilen mot venstre, stilles sleiden om slik at hydraulikkvæska slipper gjennom fra P til B og videre til sylindrens – kammer. Når stempelet presses i – retning vil væska i + kammeret presses ut ledningen mot retningsventilens port A, passerer gjennom ventilen og ut port T for så å havne i tanken.

Bilde II

Styrespaken er ført tilbake til nøytral posisjon og vi ser at løpene mellom de forskjellige kanalene er stengt.

Bilde III

Her er styrespaken ført til høyre og sleiden er forskjøvet slik at væsketrykket ledes ut port A og videre til sylindrens + kammer. Samtidig har ventilen åpnet for kanalen mellom port B og tanken slik at væska kan returnere fra sylindrens – kammer etter hvert som den presses ut derfra.

#### **Viktig!**

For å bestemme ventilens funksjonsstilling må vi tenke oss følgende:

Når sleiden føres mot høyre, blir funksjonsstillingen for P – B og A – T aktivert.

Når sleiden føres mot venstre, blir funksjonsstillingen for P – A og B – T aktivert.



## 3.2 Styremetoder

### 3.2.1 Direktestyring

For å stille om ventilsleiden, må den påvirkes av en kraft. Påvirkningen kan skje manuelt, elektrisk, med pneumatiske eller hydrauliske signaler eller mekanisk.

Felles for direktstyrte ventiler er at påvirkningen skjer i direkte forbindelse med ventilsleiden.

For ventilstørrelser opp til 10mm portanslutninger kan en som oftest påvirke sleiden direkte. Vi sier da at ventilen er direktstyrt. Andre styremåter er vist på figuren.

### 3.2.2 Forstyrte ventiler

For ventiler med større portanslutninger enn 10mm, blir de hydrauliske kreftene som trykker mot sleiden, oftest så store at det ikke er praktisk mulig å benytte direktstyrte ventiler. I slike tilfelle velger vi en mindre direktstyrt ventil og lar denne styre den store ventilen. Denne formen for betjening kalles indirekte styring eller forstyring og det er vanlig å bygge de to ventilene som en enhet.

For å kontrollere hovedventilens omstillingshastighet blir det plassert strupe- tilbakeslagsventiler i kanalen mellom forstyringsventilen og hovedventilen. De to strupe- tilbakeslagsventilene gjør at volumstrømmen kan begrenses og da har vi også muligheten til innenfor visse grenser å bestemme hovedsleidens omstillingstid.

Styretrykket som må til for å stille om hovedsleiden varierer noe etter volumstrøm, trykk, ventilfunksjon og kraften på sentreringsfjæra. Vanlige styretrykk er 0,5 til 1 MPa såfremt det ikke er noen trykkoppbygging i Y-kanalen.

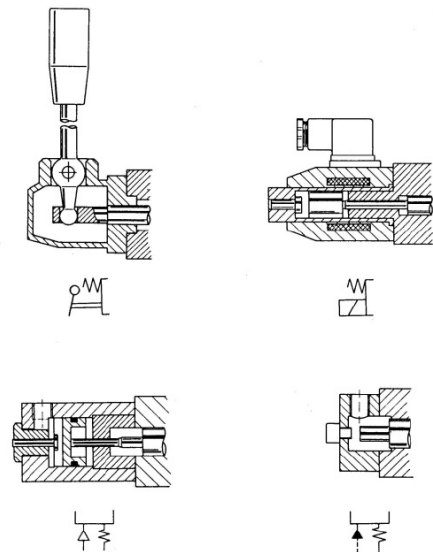
#### 3.2.2.1 Virkemåte

Forstyringsventilen (også kalt "pilotventilen") får trykk gjennom kanal X. Når forstyringsventilen betjenes elektrisk, stiller ventilen om og slipper trykk fram til hovedventilens port A eller B. Samtidig forbindes motsatt side med tanken gjennom kanal Y.

Hvorvidt styretrykket tas direkte fra hovedventilens trykkport (internt port X) eller ikke, er avhengig av om det til enhver tid er trykk til stede for å stille om sleiden og systemets funksjon.

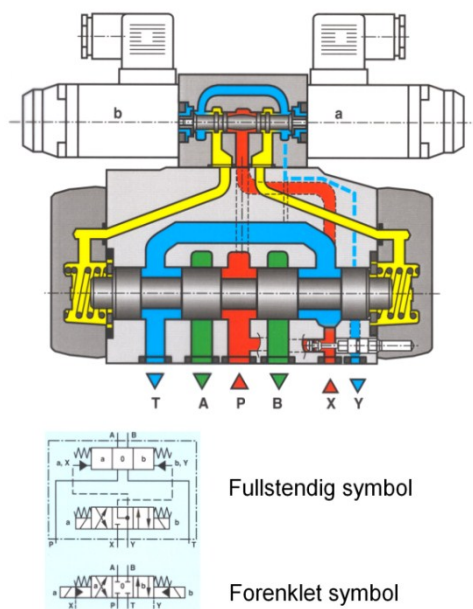
En kan derfor velge om en vil bruke intern eller eksternt tilkobling for port X.

Hvis det ikke er risiko for trykkoppbygging i hovedventilens returledning, kan en la returledningen fra forstyringsventilen (port Y) kobles sammen med returledningen fra hovedventilen (kalt Y intern). I motsatt fall må Y- løpet gå direkte til tanken.



Figur 57

Styring av retningsventiler:  
Manuell spak, spole, pneumatisk og hydraulisk styring.  
Alle ventilstyringene har fjærretur til den ubetjente stillingen.

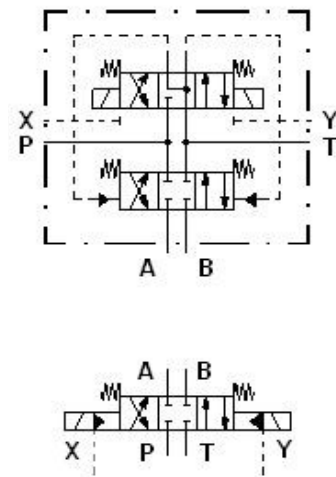


Figur 58 – Forstyrt retningsventil

Hovedventilen (nederst) styres her av en 4/3- retningsventil med åpen forbindelse mellom A, B og T i midtstilling. Denne utførelsen tillater evakuering av styrevæsken for hovedsleiden, slik at fjærene i hovedventilen kan drive sleiden tilbake til midtstilling når styresignalet fjernes.



Figur 59 viser utførlige og forenklete symboler av elektrisk forstyrte / hydraulisk styrte retningsventiler. Selv om symbolene bare viser en hovedventil med tre funksjonsstillinger og stengt forstyringsventilens funksjon vil imidlertid alltid være den samme når hovedventilen har tre funksjonsstillinger og fjærsetring.



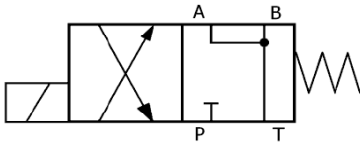
**Figur 59 – Forstyrt retningsventil**

Fullstendig (øverst) og forenklet symbol (nederst)

Vær oppmerksom på at X og Y-portene er interne porter i ventilen. Portene har imidlertid egne tilslutninger som kan benyttes hvis det er nødvendig med separat returledning.

### ➤ 4/2 retningsventiler

I de tilfelle der hovedventilen har to funksjonsstillinger og samtidig har fjærretur til nøytralstilling, er det tilstrekkelig at pilotventilen har en funksjon som vist på Figur 60.



**Figur 60 – 4/2-retningsventil**

### 3.2.3 Ventilplater

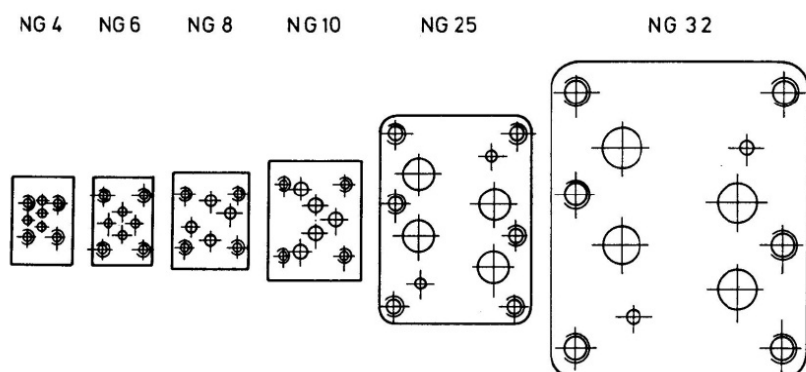
I hydrauliske industrianlegg benyttes som oftest ventilblokker som fundament for ventilene. Disse ventilene kan monteres i rekker der alle tilslutninger av rør og slanger festes permanent på baksiden av hver enkelt ventilplate. Ventilplatene har standardiserte portanslutninger slik at ventilene som er montert på platas forside, kan skiftes uten at en behøver å løsne rør eller slanger.

I Figur 61 vises utformingen av ventilplater i forskjellige størrelser. Portanslutningene på ventilplatene korresponderer med tilsvarende anslutninger på ventilhuset.

For å oppnå tetting mellom ventil og plate, brukes det O-ringer rundt hver port. På baksiden eller på siden av plata, er det anslutninger for tilkobling av rør eller slanger.

Fordelen med denne montasjeformen er at en kan demontere ventilen uten å måtte koble fra rør eller slanger.

På den måten forenkles vedlikeholdsarbeid og en sparer armaturer og tilkoblinger for slitasje. Mønsteret for plassering av portanslutningene på plata er standardiserte i henhold til DIN 24340 A, CETOP R35H og ISO 4401 (se Figur 61).



**Figur 61 – Standardiserte ventilplater (Cetop)**





### 3.3 Ventilens indre tetting

Selv om ventiler er laget med ekstremt fine toleranser, så vil de aldri være helt tette.

Mellom portene som skal være avstengt fra hverandre, oppstår det mikrolekkasjer mellom ventilhuset og sleiden. Størrelsen på disse lekkasjene avhenger av

- Ventilglappet – det vil si klaringen mellom hus og sleide
- Overlappingens lengde
- Trykkdifferanse mellom kanalene inne i ventilen
- Hydraulikkvæskas viskositet

#### 3.3.1 Omstillingsoverganger

Forløpet ved overgang fra en funksjonsstilling til en annen, er av spesiell betydning for hvordan et hydraulikkanlegg fungerer. Her må en ta hensyn til

- Omstillingstiden
- Sleidens styrekanter
- Overlappingen

#### 3.3.2 Omstillingstiden

I anlegg med raske bevegelsesforløp er det ønskelig med korte omstillingstider. Korte omstillingstider forårsaker imidlertid uønskede trykkspisser og raske akselerasjoner. For å motvirke dannelsen av trykkspisser er det utviklet ventiler med forlenget omstillingstid.

#### 3.3.3 Sleidens styrekanter

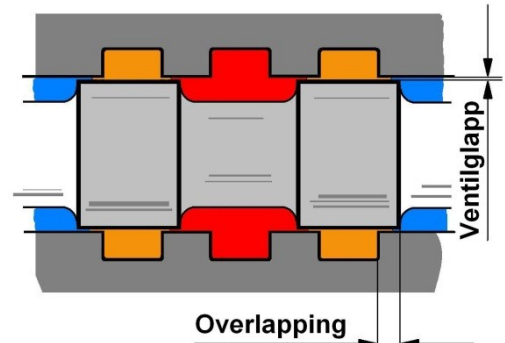
En forlenget omstillingstid oppnås når ventilens styrekanter (Figur 63) er utformet med en avfasing eller med spor. Slik utforming av sleidestempelet gjør at åpningen mellom portene forandrer seg suksessivt under omstillingsforløpet og dermed forlenger omstillingstiden.

### 3.4 Overlapping

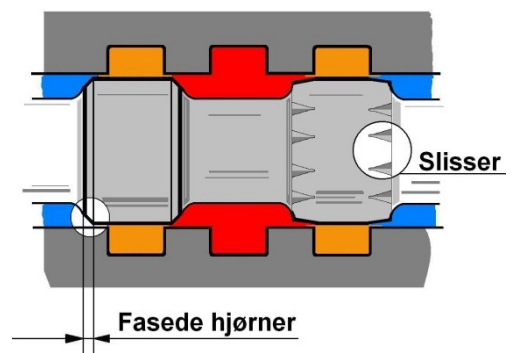
Figurene viser sleiden mens den står i midtstilling.

#### 3.4.1 Positiv overlapping

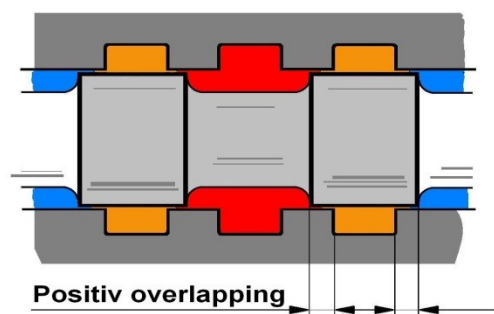
Når ventilen står i midtstilling (Figur 64), er det ingen forbindelse mellom kanalene inne i ventilen. Vi sier at ventilen har en positiv overlapping. Fordelen med positiv overlapping er at ventilen skiller trykk og returside slik at systemtrykket kan benyttes til andre ventiler på samme trykktilførsel.



Figur 62 – Sleidens tetting i ventilhuset



Figur 63 – Utforminger av sleiden



Figur 64 – Sleide med positiv overlapping

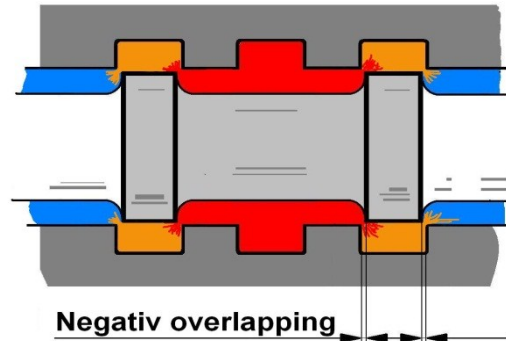


Samtidig er de interne lekkasjene relativt små. Trykket i sylindren synker bare i liten grad når ventilen er stengt. Ulempen er at det kan oppstå trykkspisser når sleiden stiller om.

### 3.4.2 Negativ overlapping

Hvis kanalene i ventilhuset (Figur 65) er forbundet med hverandre i midtstilling, sier vi at overlappingen er negativ. Det vil si at det er åpning mellom de forskjellige ventilkamrene når ventilen står i midtstilling. Midtstillingen har en H-funksjon. Negativ overlapping gir som oftest, men ikke alltid, en mykere overgang ved omstilling.

Ulempen med negativ overlapping er at en sylinder som er belastet, kan begynne å sige eller at en akkumulator tappes ned. En annen ulempe er at det ikke kan være andre ventiler på samme krets.



Figur 65 – Sleide med negativ overlapping

## 3.5 Trykkventiler

- Direktestyrte trykkbegrensingsventiler
- Forstyrte trykkbegrensingsventiler
- Mottrykksventiler
- Forstyrte trykkreduceringsventiler
- Oversenterventiler
- Trykkavlastingsventiler

### 3.5.1 Generelt

Trykkventiler deles i hovedsak i to grupper:

#### ➤ Trykkregulerende ventiler

- Trykkbegrensingsventiler
- Mottrykksventiler
- Trykkreduceringsventiler
- Oversenterventiler

#### ➤ Ikke regulerende trykkventiler

- Trykkavlastningsventiler
- De regulerende trykkventilene influerer på trykket i anlegget ved at de foretar en kontinuerlig trykkregulering.
- De ikkeregulerende trykkventilene åpner eller lukker derimot kun ved et på forhånd innstilt trykk



## 3.5.2 Trykkbegrensningsventiler

### 3.5.2.1 Generelt

- Trykkbegrensningsventilen brukes for å stille inn det maksimale trykket i et hydraulisk anlegg.
- Trykkbegrensningsventilen er vanligvis den komponenten som sitter nærmest pumpa.
- Trykkbegrensningsventilen monteres alltid på et greinrør mellom trykkledning og tank.
- Trykkbegrensningsventilen er normalt lukket. Den åpner for gjennomstrømning når systemtrykket er likt med det trykket ventilen er innstilt på.

#### **Viktig!**

Det er belastningen på arbeidselementet som bestemmer systemtrykket.

Trykkbegrensningsventilen bestemmer kun maksimaltrykket i anlegget!

### 3.5.2.2 Direktestyrt trykkbegrensningsventil med demping

#### ➤ Virkemåte

Flytretningen i ventilen er fra port P til port T. Ventil-kjeglen (1) trykkes mot ventilsetet av fjæra.

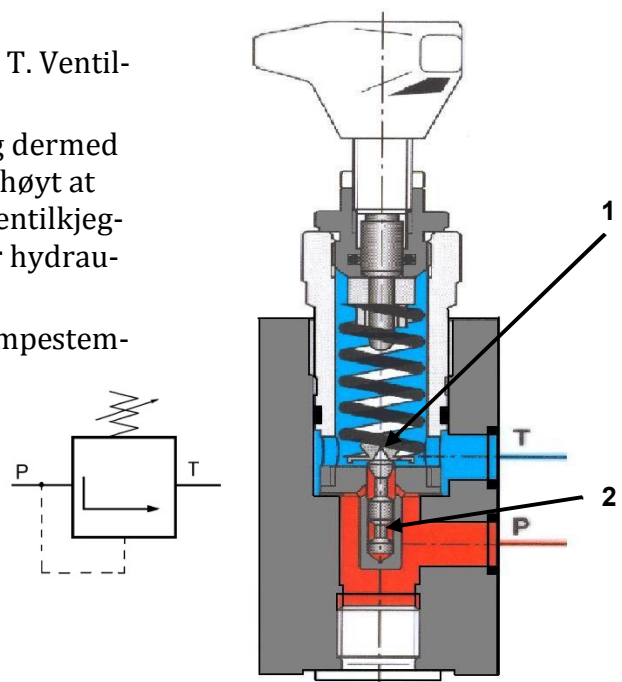
Når trykket i ventilen stiger, øker trykket og dermed kraften mot ventilkjeglen. Når trykket er så høyt at trykkraften overviner fjærtrykket, løftes ventilkjeglen fra setet slik at ventilen åpner og slipper hydraulikkvæska gjennom til tanken.

For å hindre trykkstøt, er det montert et dempestem-pel (2) som motvirker at ventilen åpner eller lukker for raskt.

Symbolet for den direktestyrte trykkbe-grensningsventilen leses på følgende måte:

Det grafiske symbolet viser ventilen i luk-ket tilstand. Pila angir strømningsret-ningen (fra trykkside (P) til returside (T)) når ventilen åpner.

Når styretrykket (stiplet linje) overviner den innstilte fjærkraften, vil pila løftes av systemtrykket og ventilen åpner til tank.



Figur 66 – Direktestyrt trykkbegrensningsventil

1) Ventil-kjegle

2) Dempestem-pel /sylinder



I denne ventilen er det kun fjæra som holder ventilen lukket. Den egner seg derfor kun for små ventiler og lave trykk. Hvis ventilstørrelse og trykk øker, så må fjæra gjøres sterkere og den blir lett uforholdsmessig stor for å klare å holde ventilen lukket.

$$\text{Husk: Fjærkraften (F) = trykk (p) \cdot \text{Areal (A)} - F = p \cdot A$$

### Viktig!

Ventilen har to funksjonsstillinger (lukket og åpen), men den kan også (avhengig av trykk og volumstrøm) ha mellomstillinger.

### ➤ Forstyrte trykkbegrensningsventiler

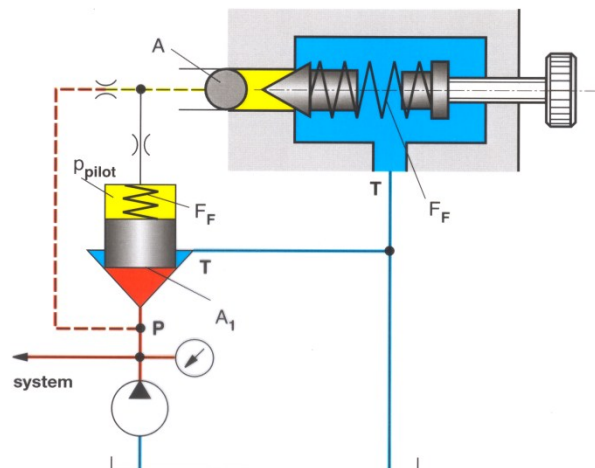
Figur 68 viser den prinsipielle funksjonen til en forstyrt trykkbegrensningsventil. Forstyring brukes for å holde byggedimensjonene nede. Dette oppnås ved at en benytter systemtrykket til å supplere fjærkrafta. Ventilfjæra kan da gjøres mindre og selv ventiler beregnet på store volumstrømmer kan lages relativt små.

Ventilen fungerer på den måten at systemtrykket slippes inn til arbeidsstampelet ( $A_1$ ). Gjennom en intern forbindelse ledes trykket til stampelets bakside der det dannes et pilottrykk som hjelper fjæra å holde ventilen stengt.

Så lenge ventilen er stengt, blir stampelet stående med systemtrykk på begge sider og det er kun behov for ei relativt liten fjær for å holde ventilen stengt.

Samtidig ledes pilottrykket til den lille pilotventilen (A) som holdes på plass av den justerbare innstillingsfjæra. I og med at kjeglen (A) i pilotventilen har et lite trykkareal, så kan innstillingsfjæra også være ganske liten og likevel holde kjeglen stengt.

Når pilottrykket øker til ventilens innstillingstrykk, vil ventilkjeglen løftes fra setet, slik at pilottrykket avlastes til tanken. Dermed vil systemtrykket løfte arbeidsstampelet som nå har mistet sitt styretrykk og systemtrykket slipper gjennom ventilen og avlastes til tanken.



Figur 67 – Trykkbegrensningsventilens oppbygging og funksjon

### Viktig!

Så lenge en sylinder er i bevegelse, vil arbeidstrykket tilpasse seg belastningen på sylindren. Med unntak av strømningstapene, blir all tilført energi fra pumpa omformet til mekanisk arbeid.

Når sylindren stopper i endestilling, skjer det en trykkoppbygging og trykkbegrensningsventilen åpner til tank. Hele trykkfallet blir da liggende over trykkbegrensningsventilen og den tilførte energien omdannes til varme og dermed tapt energi.



### 3.5.3 Forstyrt trykkbegrensningsventil

#### 3.5.3.1 Generelt

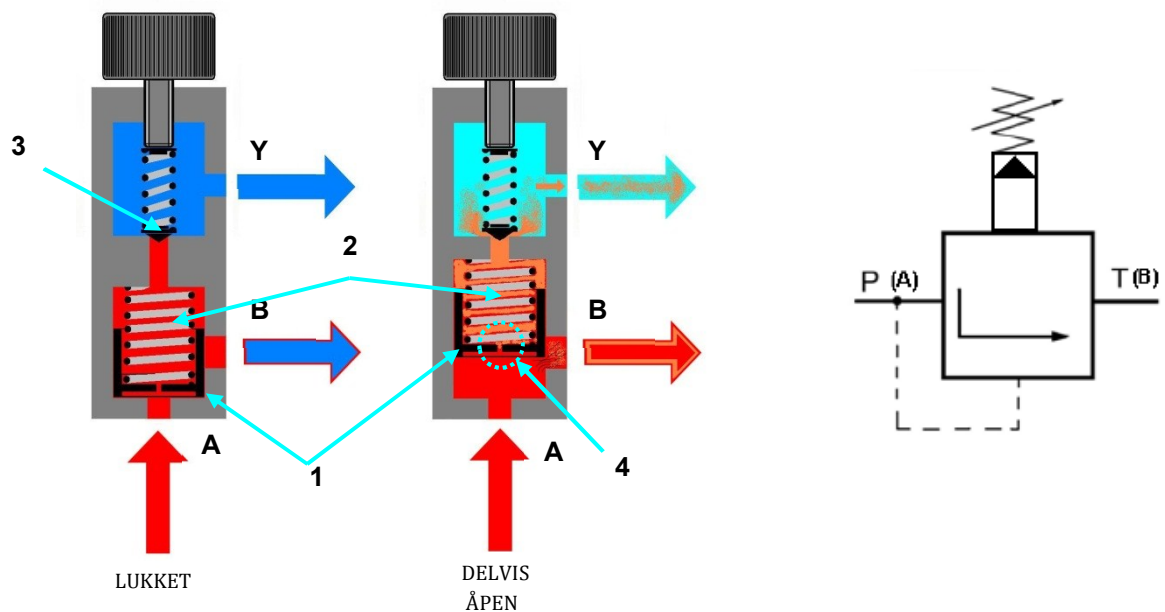
Denne ventilen har som regel samme anvendelse i systemet som den direktestyrte trykkbegrensningsventilen, nemlig å begrense trykket.

Fordelene med en forstyrt fremfor en direktestyrte trykkbegrensningsventil, er:

- Åpningstrykket er mindre avhengig av volumstrømmen
- Det oppstår bare små trykkspisser over ventilens innstillingstrykk
- Ventilen påvirkes ikke av trykksvingninger i systemet.

#### 3.5.3.2 Virkemåte:

- Flytretningen i hovedventilen er fra port A til port B. Når ventilen er lukket, så er trykket likt på begge sider av stempelet (1). Fjæra (2) holder stempelet nede.
- Forstyringsventilen (3) som er en direktestyrte trykkbegrensningsventil, og hovedventilen som er et stempel.
- Når systemtrykket overvinner forstyreventilens (3) innstillingstrykk, åpner denne for gjennomløp til tank (Y).
- Oljestrømmen gjennom dysen (4) gjør at det oppstår trykkfall over denne. Dermed blir trykket lavere på oversiden enn på undersiden av hovedstempelet (1). Stempelet løfter seg og trykket avlastes fra A til B.



Figur 69 – Trykkbegrensningsventil – Forstyrt

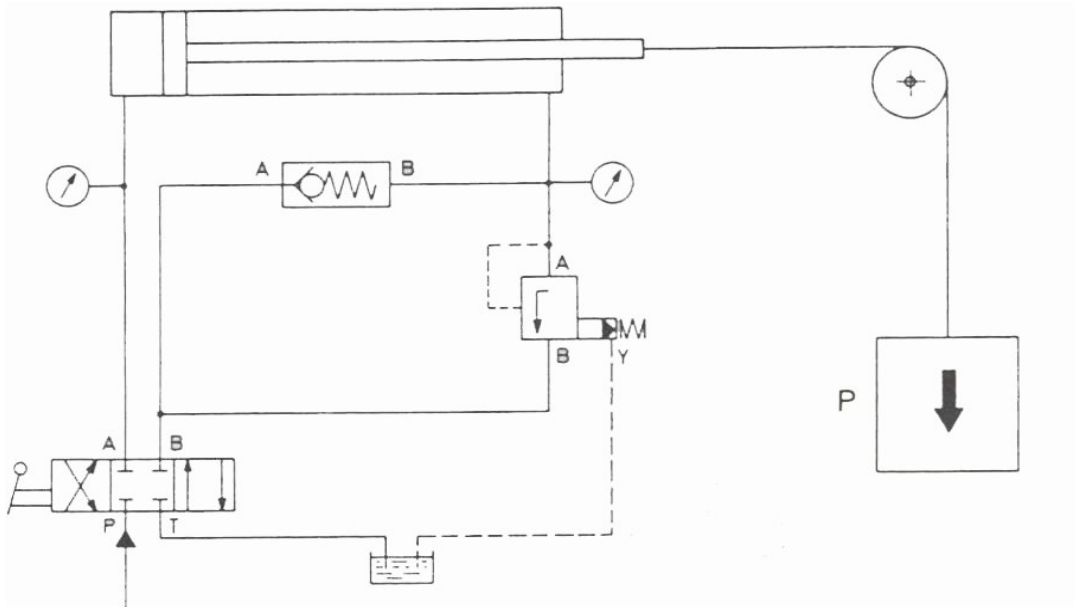
1) Ventilstempel    2) Hovedfjær    3) Pilotstempel    4) Dyse for trykkutjevning



### 3.5.4 Mottrykksventilen

#### 3.5.4.1 Generelt

En mottrykksventil eller bremseventil slik det vises på Figur 70 er en alternativ bruk av trykkbegrensningsventilen. Her lar en trykket i sylindrens –kammer styre ventilens åpning og dermed hindrer den lasta i å falle fritt.



Figur 70 – Praktisk anvendelse av mottrykksventilen

#### 3.5.4.2 Virkemåte:

Loddet (P) trekker sylindrens stempelstang i + retning. Dette genererer et "lasttrykk" (lastindusert trykk) i sylindrens –kammer. Mottrykksventilen må derfor justeres slik at den står stengt selv ved største tillatte last. Når retningsventilens sleide stiller om slik at det blir forbindelse fra P til A og fra B til T, vil systemtrykket tilført +kammeret legges til "lasttrykket". Dermed stiger trykket i –kammeret og åpner mottrykksventilen slik at stempelstanga beveger seg utover (plussretning).

Med det samme mottrykksventilen åpner, vil stempelet trekkes utover. Dermed synker trykket i +kammeret et lite øyeblikk. Mottrykksventilen lukker og stopper sylindren inntil styretrykket igjen er så høyt at ventilen åpner på nytt.

#### **Viktig!**

**Last som "henger" i stempelstanga, genererer et trykk i sylindrens –kammer. Når sylindren kjøres i + retning, vil summen av tilført systemtrykk og det lastinduserte trykket åpne mottrykksventilen slik at lasta kan senkes.**

**For at stempelstanga ikke skal bli trukket ut ukontrollert, må mottrykksventilen være innstilt på et trykk som minst er like høyt som det trykket som oppstår i sylindrens minuskammer på grunn av loddets vekt.**





### 3.5.6 Oversenterventilen

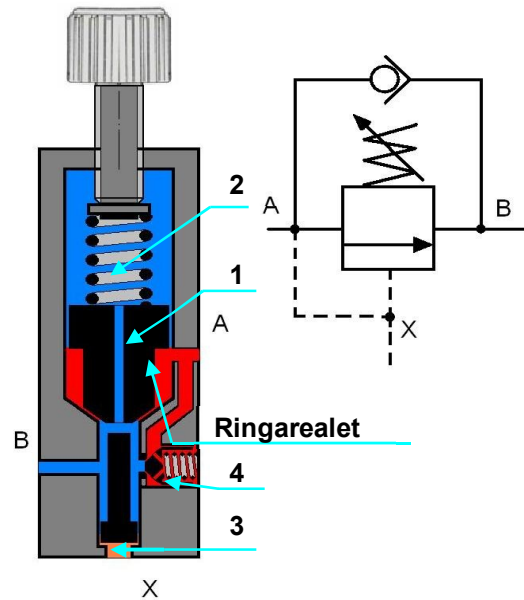
#### 3.5.6.1 Generelt

Oversenterventilen er en trykkbegrensingsventil kombinert med en trykkstyrt tilbakeslagsventil. Formålet med oversenterventilen er å

- Sørge for kontrollert styring av sylindere med hengende last
- Forhindre overbelastning
- Bremsse hengende last
- Sikre mot utgliding ved slange- eller rørbrudd

Ventilen (Figur 73) er normalt lukket i retning A til B er. Ventilåpningen bestemmes av trykket ved innløpet (A) og det eksterne styretrykket (X). For å åpne ventilen i den normalt lukkede (B til A) flytretningen, må en av følgende betingelser være oppfylt:

- Trykket ved innløpet (A) og dermed kraften som virker på ringarealet, må være likt eller større enn ventilens innstillingstrykk
- Det eksterne styretrykket (X) må være tilstrekkelig høyt til at det kan åpne ventilen
- Trykket ved innløpet (A) og styretrykket (X) er sammenlagt så høyt at ventilen åpner.



**Figur 73 – Oversenterventilen**

- |                  |                       |
|------------------|-----------------------|
| 1) Ventilstempel | 2) Ventilfjær         |
| 3) Pilotstempel  | 4) Tilbakeslagsventil |

Den hydrauliske kraften mot henholdsvis ringarealet og pilotstempelet må samlet være like stor eller større enn fjærkraften (2) for at ventilen skal åpne for gjennomstrømning fra A til B.

I motsatt retning (B til A) vil volumstrømmen passere gjennom tilbakeslagsventilen (4).

#### 3.5.6.2 Virkemåte

Ventilens innstillingsfjær (2) presser stempelet (1) mot setet. Samtidig holdes tilbakeslagsventilen (4) lukket, slik at det ikke er gjennomløp fra A til B.

Det hydrauliske trykket i A virker på stempelets (1) ringareal. Det innebærer at når væsketrykket blir så høyt at fjærkraften (2) overvinnes, så løftes stempelet fra setet slik at det blir åpning fra A til B. (Tilsvarende funksjon som i trykkbegrensingsventilen.)

Hvis det tilføres et styretrykk til port X, vil pilotstempelet (3) løfte seg, presse mot stempelet (1) og løfte dette slik at ventilen tvangsåpnes.

I flytretningen B til A, vil væska strømme fritt fordi tilbakeslagsventilen (4) åpnes av strømningstrykket.

Ventilen gir dermed fri flyt i den ene retningen (B til A), men er avhengig av et visst arbeidstrykk for å åpne i motsatt retning (A til B).

#### 3.5.6.3 Anvendelse av oversenterventilen

Figur 74 viser ei stang som kan beveges av en sylinder. Stanga er opplagret i underkant og står i nesten vertikal stilling. På toppen av stanga er det montert et tungt lodd.

Sylindere brukes til å svinge stanga fra den ene siden av vertikalplanet til den motsatte siden. For å hindre at sylindere skal gli ukontrollert ut i det den vipper over senter, så er det plassert to oversenterventiler (V1 og V2) i kretsen.





### ➤ Virkemåte

For å forstå oversenterventilens virkemåte, må vi se på hva som skjer når sylindren går i + retning og loddet vipper over senter:

Hydraulikkvæska strømmer fra pumpa via retningsventilen til oversenterventilen (V2).

Væsketrykket passerer tilbakeslagsventilen og videre inn i sylindrens + kammer. Trykket i + kammeret stiger og sylindren presses mot + retningen. Trykket i + ledningen stiger på grunn av at V1 blokkerer utløpet fra sylindrens -kammer. Det økende trykket avkjennes av V1 (X1) som tvangsstyres til åpen stilling og sylindren begynner å gå i + retning.

I det stanga passerer toppunktet og beveger seg over senter, vil loddet begynne å trekke sylindren. Trykket i sylindrens +kammer avtar og styretrykket til port X1 på V1 faller. V1 vil da lukke og bremse sylinderhastigheten.

Når sylinderbevegelsen snus, vil styretrykket genereres i sylindrens -kammer slik at V2 åpner og vi får samme utvikling i - bevegelsen som i + bevegelsen.

### ➤ Trykkinnstilling

Betingelsen for at oversenterventilene skal "holde" igjen sylinderbevegelsen når den går over senter, er at innstillingstrykket er høyere enn det trykket som oppstår på grunn av generert lasttrykk. Dette betyr at det alltid må være et visst "drivtrykk" til stede for at stampelet skal forflytte seg. Styretrykket X vil derfor alltid være det samme som drivtrykket til sylindren.

### ➤ Styretrykkoversetting

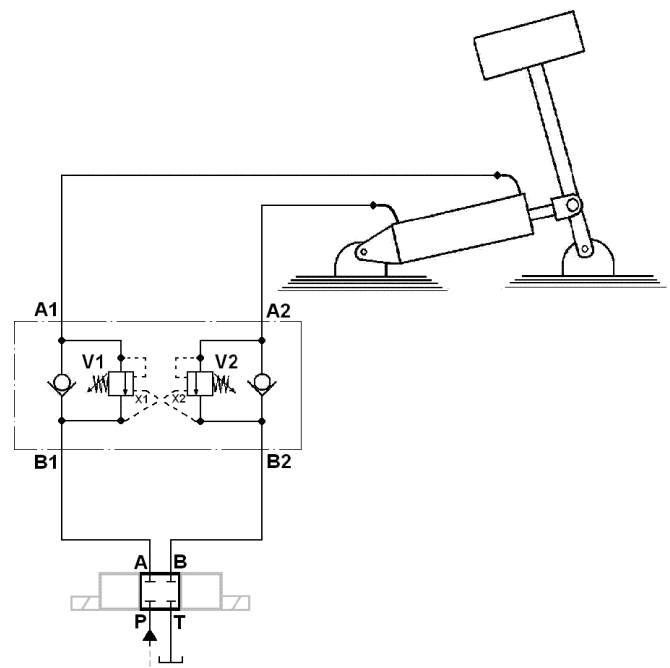
Pilotstemplet (pos 3, Figur 73) vil påvirke stampelet i pos 1 med en viss kraft. Denne kraften bestemmes av både styretrykket i X og av pilotstempelets areal. Pilotstempelets areal angis gjerne i forhold til ringarealet på ventilstempelet og kalles gjerne styretrykkoversettingsforholdet.

### ➤ Styretrykk

Nødvendig styretrykk bestemmes av

- Styretrykkoversettingen
- Ventilens trykkinnstilling
- Trykket som oppstår i sylindren på grunn av lasta (indusert trykk)

Generelt gjelder det at  $Nødvendig\ åpningstrykk = \frac{Innstilt\ trykk - lastindusert\ trykk}{ventilens\ omsetningsforhold}$



Figur 74 – Dobbel oversenterventil (V1 og V2)



### 3.5.7 Avlastningsventiler

Avlastningsventiler brukes gjerne når en ønsker å redusere effektbehovet i hydrauliske anlegg.

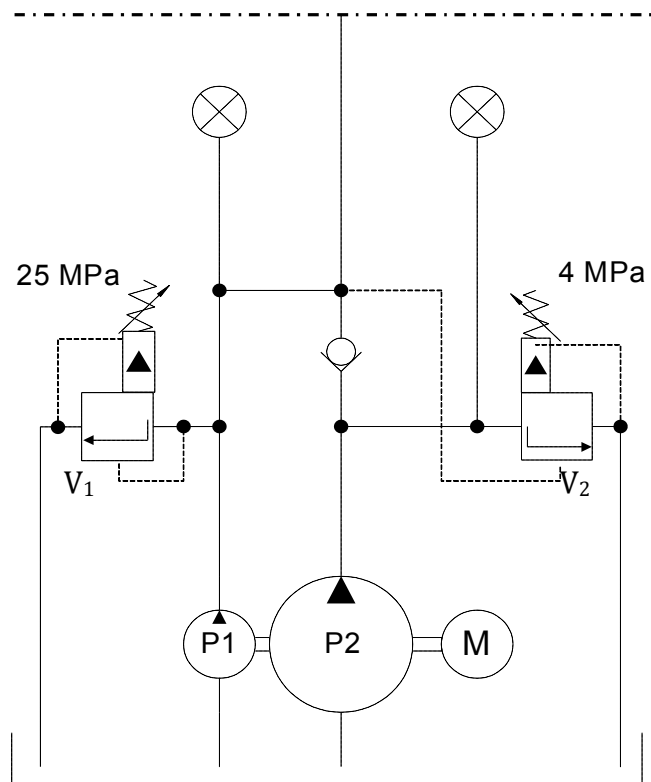
Figur 75 viser et eksempel der to pumper – en høytrykkspumpe (P1) med liten leveringsmengde og en lavtrykkspumpe (P2) med stor leveringsmengde – kjøres parallelt.

Lavtrykkspumpa (P2) leverer en stor volumstrøm og sikrer raske reaksjoner så lenge belastningen og dermed systemtrykket, er lavt (under 4 MPa).

Når belastningen stiger og systemtrykket øker til over 4 MPa, medfører dette at V<sub>2</sub> åpner. Volumstrømmen fra Lavtrykkspumpa ledes dermed direkte tilbake til tanken.

Samtidig stenger tilbakeslagsventilen og hindrer at volumstrømmen fra P1 går mot P2.

Lavtrykkspumpa (P2) er nå isolert fra systemet og videre drift besørger høytrykkspumpa (P1) som tar belastninger helt opp til 25 MPa.



Figur 75 – Avlastningsventilen

## 3.6 Volumstrømsventiler

De volumstrømsregulerende ventilene er

- Strupeventiler
- Strupe- tilbakeslagsventiler
- Volumstrømsregulatorer

### 3.6.1 Generelt

Volumstrømsventilenes oppgave er å skape en hydraulisk motstand som påvirker volumstrømmens størrelse. Hensikten er å

- Regulere hastigheten på sylindere og motorer
- Forgrene volumstrømmen til flere steder i anlegget
- Dempe trykkstøt

### 3.6.2 Ordinær strupeventil

#### 3.6.2.1 Virkemåte

Strupeventilen anvendes til regulering av volumstrømmen når trykkforholdene er konstante): når trykkfallet over ventilen er konstant, eller når det ikke er krav om at reguleringen skal være nøyaktig.



På grunn av innsnevringen vil ikke tilgjengelig volumstrøm (for eksempel pumpas leveringsmengde) slippe gjennom ventilen. Vi har dermed oppnådd å begrense volumstrømmen videre i kretsen til en viss størrelse.

Begrensingen i volumstrømmen slik den er vist på Figur 76 avhenger av

- Areal og utforming av strupingen
- Trykkfallets størrelse
- Hydraulikkvæskas viskositet (seigheten i væska)

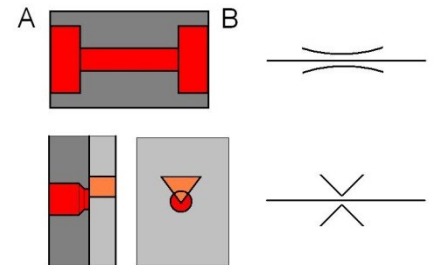
### 3.6.2.2 Kalibrert strupeventil (dyse)

En utforming av strupetverrsnittet slik det er vist Figur 76, gir en gjennomstrømming som er praktisk talt uavhengig av væskas viskositet.

Det betyr at volumstrømmen kun påvirkes av

- Strupetverrsnittets utforming og størrelse
- Trykkfallet over strupingen

Når vi anvender en fast struping slik det er vist foran, så ser vi at det kun er trykkfallet som påvirker endringer i volumstrømmen.



Figur 76 – Utforming av strupeventiler

Øverst      Ordinær strupeventil  
Nederst    Kalibrert strupeventil (dyse)

## Generelt gjelder det at

Volumstrømmen er proporsjonal med kvadratroten av trykkfallet  $\Delta p$ .

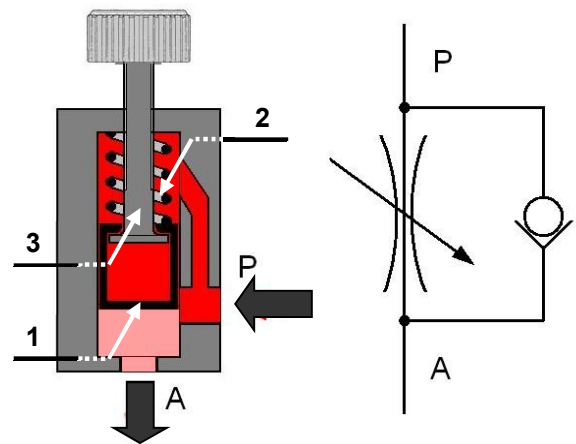
## 3.6.3 Regulerbar strupe- tilbakeslagsventil

### 3.6.3.1 Generelt

I de fleste tilfelle vil det være praktisk å anvende en strupe- tilbakeslagsventil slik at en har muligheten til å regulere volumstrømmen i en retning, men kan la den flyte fritt i motsatt retning. Strupe- tilbakeslagsventilen er således regulerbar i den ene retningen, men tillater fri flyt i motsatt retningen ved at en tilbakeslagsventil åpner for gjennomstrømming.

### 3.6.3.2 Virkemåte

Regulering av volumstrømmen foregår i flytretningen P til A. Gjennomstrømningsarealet strupes ved at spindelen (3) skrues opp eller ned. Ventilstempelet (1) trykkes nedover mot spindelen av fjæra<sup>15</sup> (2) og flyttes i takt med spindelen. Dermed reguleres gjennomstrømningsarealet og volumstrømmen.



Figur 77 – Regulerbar strupe- tilbakeslagsventil

1) Ventilstempelet    2) Ventilfjær    3) Ventilspindel

<sup>15</sup> Ventilens stempelet "henger" på ventilspindelen (3). Fjæras oppgave å holde stempelet mot ventilspindelen slik at strupingen holdes på det innstilte nivå. Hvis det er behov spesielle åpningstrykk – for eksempel i bypass-ventiler, så erstattes fjæra med kalibrerte fjærer for henholdsvis 1, 2 eller 4 bar trykkdifferanse over ventilen.



I motsatt flytretning (A til P) vil væsketrykket overvinne fjærkrafta (3). Stempelet som bare holdes på plass av fjærtrykket, løftes slik at det blir fri passasje gjennom ventilen.

### 3.6.3.3 Praktisk anvendelse

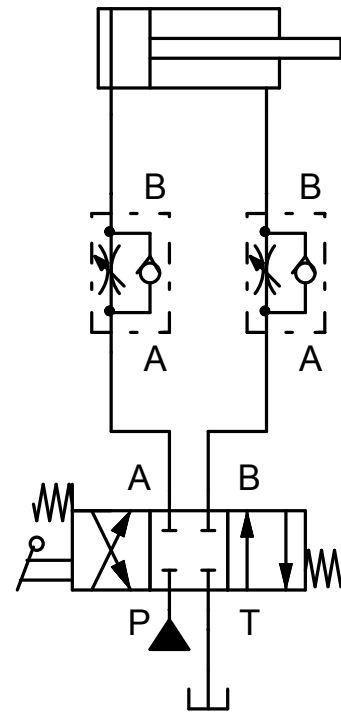
Figur 78 viser et hydraulisk anlegg bestående av en 4/3-retningsventil (1), to strupe- tilbakeslagsventiler (2 og 4) og en dobbeltvirkende sylinder (3).

Ved hjelp av strupe- tilbakeslagsventilene kan vi regulere væskestrømmen ut fra henholdsvis + og - kamrene på sylindren. Dermed får vi mulighet til å regulere sylindrens stempelhastighet i begge retninger uten at den ene hastighetsinnstillingen påvirker den andre eller omvendt.

Legg merke til at det er dreneringen av sylinderkamrene som strupes. Regulering av innløpsstrømmen skal unngås da en som oftest, ønsker at sylindren skal tilføres full effekt i arbeidslaget.

Volumstrømmen reduseres og vi får en kontrollert hastighet på stempelet i + retningen.

Hvis retningsventilen legges over til motsatt side for å kjøre sylindren i - retning, vil strupe- tilbakeslagsventilene skifte rolle slik at ventil 4 gir fri flyt mens ventil 2 stuper og regulerer sylindrens stempelhastighet i - retningen.



Figur 78 – Strupe- tilbakeslagsventil

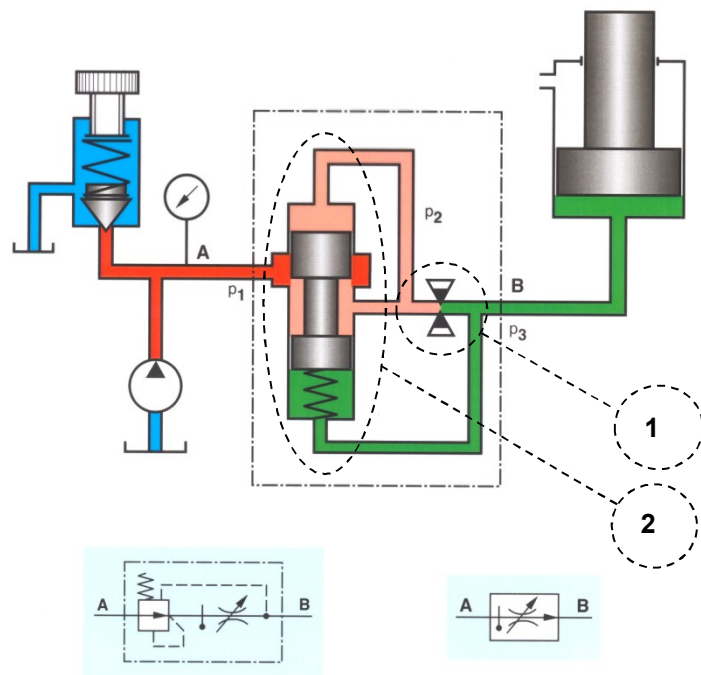
## 3.6.4 Volumstrømsregulatoren

### 3.6.4.1 Generelt

Volumstrømsregulatoren brukes når volumstrømmen skal være tilnærmet konstant selv om trykkforholdene varierer i kretsen. I motsetning til strupe- tilbakeslagsventilen der volumstrømmen varierer med trykkfallet i kretsen, så vil volumstrømsregulatoren kompensere for trykkfallene og holde volumstrømmen tilnærmet konstant.

En varierende belastning på sylindren (Figur 79) vil gi et varierende trykk i systemet. Med en vanlig strupeventil vil trykkendringene medføre et varierende trykkfall over strupingen og dermed også en endret volumstrøms hastighet. Volumstrømsregulatoren kompenserer automatisk for de endrede trykkforholdene og holder derfor volumstrømmen konstant.

For å oppnå en konstant volumstrøm, så er volumstrømsregulatoren konstruert med en strupeventil (kalibrert dyse) koblet i serie med en trykkompensator. Strupeventilen stilles inn slik at den gir ønsket volumstrøm.



Figur 79 – Volumstrømsregulatoren

- 1) Strupeventil (kalibrert dyse)      2) Trykkompensator



Trykkompensatorens oppgave er å avkjenne trykkfallet over strupeventilen slik at den kan kompensere for endringer og regulere trykkfallet slik at det holdes konstant over strupeventilen.

**Forutsetningen for å holde en konstant volumstrøm gjennom en struping er at trykkdifferansen ( $\Delta p$ ) over strupingen holdes konstant.**

### 3.6.4.2 Virkemåte

Figur 80 viser volumstrømsregulatorens prinsipielle funksjon når en skal holde konstant hastighet på en sylinder.

#### Viktig!

For å oppnå at volumstrømsregulatoren fungerer etter sin hensikt, må det alltid være høyere tilgjengelig volumstrøm ved ventilens innløp enn det som ventilen skal slippe gjennom.

For at trykkompensatoren skal kunne regulere, må trykkdifferansen ( $\Delta p$ ) over ventilen ikke være lavere enn minimumstrykket som ventilen skal regulere.

#### Setting I:

For å oppnå riktig hastighet er volumstrømsregulatoren justert slik at trykkoppbyggingen foran ventilen er oppe i 100 bar.

Belastningen på sylindere tilsier imidlertid at nødvendig arbeidstrykk er 75 bar. Det totale trykkfallet over ventilen er da 25 bar.

Dette trykkfallet fordeler seg med 10 bar over strupeventilen (1) og 15 bar over trykkompensatoren (2).

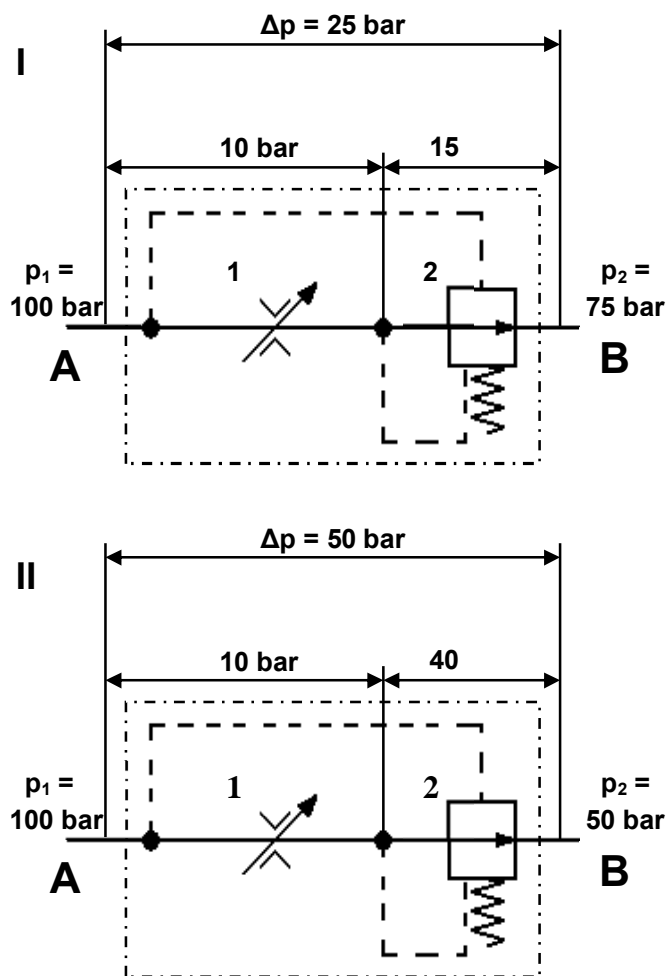
#### Setting II:

I B har lasta på sylindere blitt redusert slik at nødvendig arbeidstrykk er 50 bar.

For å holde konstant hastighet må trykkfallet over strupeventilen holdes konstant.

Den reduserte belastningen og dermed større trykkdifferanse mellom systemtrykk og arbeidstrykk, tilsier at volumstrømmen gjennom strupeventilen (1) skulle øke.

Dette unngås ved at trykkompensatoren (2) kjenner av trykket både før og etter strupeventilen. Trykkompensatoren stiller om og struper utløpet slik at det genereres et trykkfall (40 bar) over kompensatoren. Trykkfallet over strupeventilen som regulerer volumstrømmen, holdes konstant og dermed opprettholdes også sylinderhastigheten.



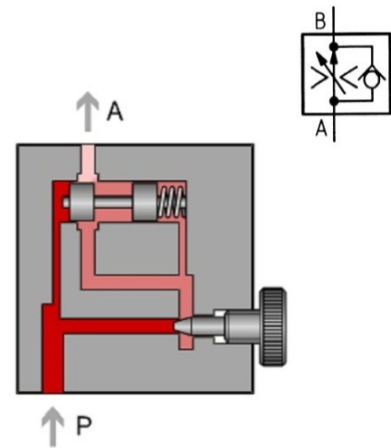
**Figur 80 – Volumstrømsregulatoren**

1) Dyse / Volumstrømsregulering 2) Trykkfallkompensator



### 3.6.4.3 Funksjon

I flytretning P til A blir gjennomløpet strupt av stempel 2 som fungerer som innstillingsdrossel. Fra port P går det et løp til undersiden av trykkkompensatoren (4). Vi ser også at trykkkompensatoren vil bli påvirket fra oversida av trykket etter innstillingsdrosselen. Hvis trykkfallet over innstillingsdrosselen tenderer til å øke, vil trykket på undersiden av trykkkompensatoren øke i forhold til trykket på oversiden. Trykkkompensatoren vil da overvinne kraften fra fjæra (5) og løftes oppover slik at den stenger for utløpet ved A. Dermed vil trykkkompensatoren alltid stille seg inn slik at trykkfallet over innstillingsdrosselen holdes konstant.



Figur 81 – Volumstrømsregulatoren

## 3.7 Tilbakeslagsventiler

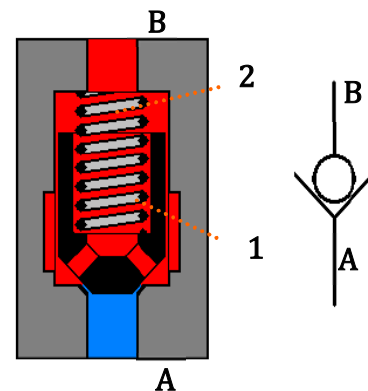
Tilbakeslagsventilenes oppgave er å stenge for væskestrømmen i en flytretning og gi fri flyt i motsatt retning.

### 3.7.1 Enkel tilbakeslagsventil

Inne i ventilen er det en kjeGLE (1) som presses mot setet av ei fjær (2).

Når væsketrykket er høyere i A enn i B, så vil kjeGlen bli løftet fra setet og slippe væska gjennom ventilen.

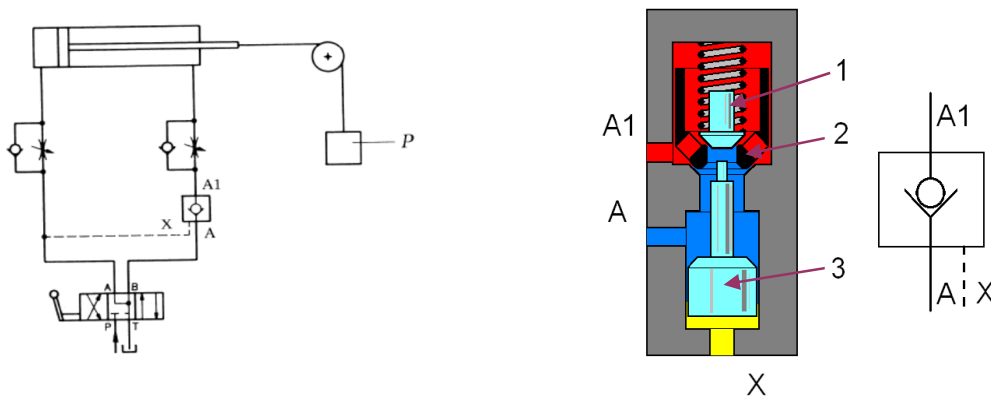
Hvis trykket kommer fra motsatt side (B), så vil både fjærtrykket og væsketrykket bidra til å holde ventilen stengt.



Figur 82 – Tilbakeslagsventilen

### 3.7.2 Trykkstyrt tilbakeslagsventil

Den trykkstyrte tilbakeslagsventilen fungerer som en vanlig tilbakeslagsventil, men gir i tillegg mulighet for å tvangsåpne ventilen i den normalt stengte flytretningen.



NB!

Hvis stemplet beveger seg for fort, vil det oppstå et undertrykk i sylindrens plusskammer. Tilbakeslagsventilen mister da styretrykket sitt og lukker slik at stemplet stopper. For å fortsette stempelbevegelsen må det bygges opp et nytt styretrykk for å få ventilen til å åpne igjen. Dette fører til at sylindren får en rykkende gange.

Figur 83 – Trykkstyrt tilbakeslagsventil

- 1) Ventilspindel      2) Hovedstempel      3) Pilotstempel

Tvangsåpningen skjer ved at port X trykkeses. Pilotstempelet (3) presses da oppover mot ventilspindelen (1) i hovedventilen (2) og løfter denne fra setet sitt slik at ventilen åpner i den normalt stengte flytretningen – fra A1 til A.



### 3.8 Reguleringsmetoder

Styring av sylindere kan inndeles i tre hovedmetoder:

- Primærregulering (tilløpsregulering)
- Sekundærregulering (utløpsregulering)
- Greinregulering

Valg av reguleringsmetode bygger gjerne på erfaringer om hva som er mest hensiktsmessig i hvert enkelt tilfelle.

Reguleringsmetoden bestemmes gjerne ut fra plasseringen av volumstrømsregulatoren i systemet, og vi skal i det etterfølgende se på de mest anvendte metodene.

#### 3.8.1 Primærregulering

##### A

Volumstrømsregulatoren er plassert foran retningsventilen som har åpent løp fra P til T i nøytralstilling. (Figur 84 A)

I nøytral posisjon er portene til cylinderen (A og B) stengt.

##### 3.8.1.1 Fordeler

- Jevn skyvekraft til sylindere stempel
- Trykkompensatoren er delvis lukket - en unngår startsprang på cylinderen

##### 3.8.1.2 Ulemper

- Ingen "innspenning" av cylinderen. Denne løsningen kan ikke brukes ved hengende (trekkende) last.

- Dårlig virkningsgrad

- Stempelhastigheten påvirkes i både + og - retning.

##### B

Volumstrømsregulatoren er i dette eksemplet plassert mellom retningsventilen og cylinderen (Figur 85 B) slik at reguleringen av væskestrømmen skjer i innløpet til cylinderens + kammer.

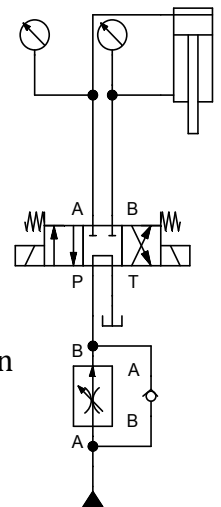
Trykkompensatoren har en ekstern styring fra retningsventilens port (P), og en mottrykksventil er plassert slik at den "demmer" opp for evaluering av cylinderens -kammer.

##### 3.8.1.3 Fordeler:

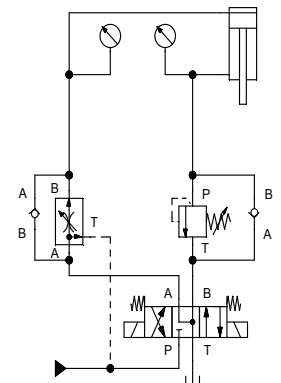
- Jevn skyvekraft
- Trykkompensatoren er delvis lukket i stempelets akselerasjonsfase - ingen startsprang
- Mottrykksventilen hindrer ukontrollert utgliding av stempelet i + retningen

##### 3.8.1.4 Ulemper:

- Virkningsgraden er dårlig



Figur 84 – A



Figur 85 – B



### 3.8.2 Sekundærregulering

#### A

Volumstrømsregulatoren er i Figur 86 plassert mellom rettingsventilen og sylindren.

Sylinderens + bevegelse bestemmes av volumstrømsregulatoren som regulerer væskestrømmen ut fra sylinderens - kammer.

#### 3.8.2.1 Fordeler:

- Sikker innspenning ): sylindren kan ha last som trekker i sylindrestanga
- Mottrykksventil er unødvendig
- Virkningsgraden bedres

#### 3.8.2.2 Ulemper:

- Startsprang
- Skyvekraften varierer ved trykksvingninger i pumpekretsen

#### B

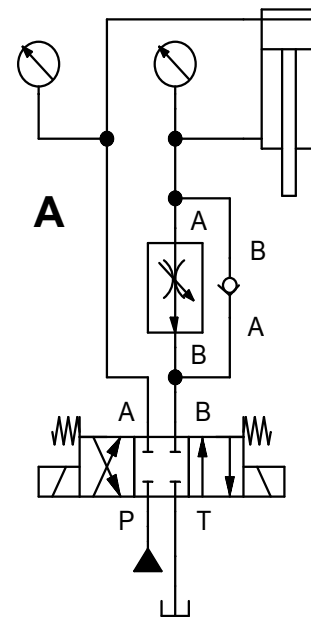
Volumstrømsregulatoren er i Figur 87 plassert etter rettingsventilen i tankledningen. Dermed reguleres både + og - bevegelsen.

#### 3.8.2.3 Fordeler:

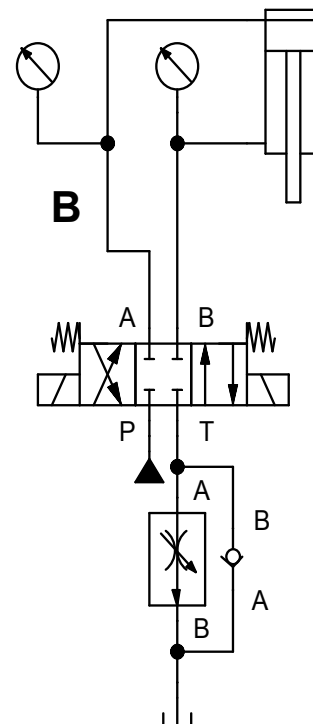
- Sikker innspenning ): sylindren kan ha både trekkende og skyvende last
- Mottrykksventil er unødvendig
- Bedret virkningsgrad

#### 3.8.2.4 Ulemper:

- Startsprang
- Varierende skyvekraft ved trykksvinginger i pumpekretsen
- Stempelhastigheten i både + og - retning påvirkes



Figur 86 – Regulering av utløpsstrømmen



Figur 87 – Regulering av returstrømmen





### 3.8.3 Greinregulering

I Figur 88 er volumstrømsregulatoren plassert på et eget greinrør mellom retningsventilen og sylindrens + kammer. Greinrøret leder direkte til tanken.

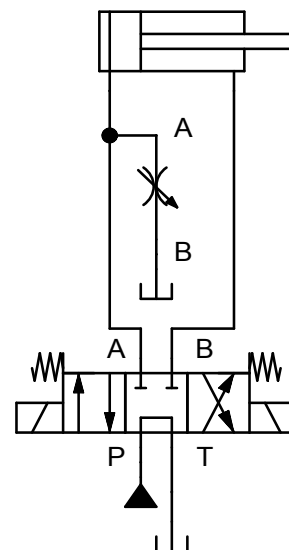
I dette tilfellet er det kun sylindrens + bevegelse som reguleres.

➤ **Fordeler:**

- God virkningsgrad
- Ikke startsprang

➤ **Ulemper:**

- Lite nøyaktig form for regulering
- Ingen innspenning ): Anordningen er ikke anvendbar ved hengende last



Figur 88 - Greinregulering

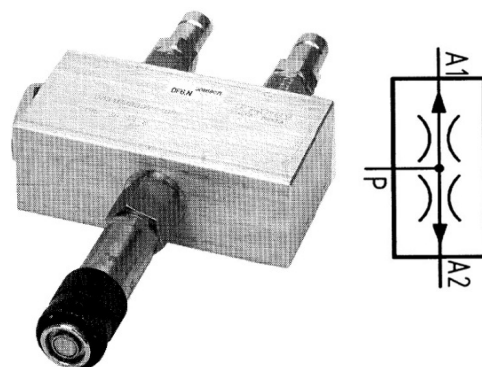
## 3.9 Parallellstyring av sylindere

Parallellstyring av sylindre kan by på utfordringer i forhold til å få sylindrene til å gå helt likt. I utgangspunktet skulle en tro at en ved å pumpe inn like mengder væske i like sylindre, så ville de bevege seg likt. Ulike friksjonsforhold, ulik slitasje og interne lekkasjer samt skjev fordeling av last vil imidlertid resultere i at sylinderbevegelsene vil avvike fra hverandre. Det brukes derfor forskjellige metoder for oppnå best mulig parallellitet når to eller flere sylindre skal arbeide sammen.

Best nøyaktighet oppnås ved bruk av målesøyfer der sylinderbevegelsene sammenlignes kontinuerlig og avvik korrigeres av styresystemet. I de tilfelle der sylindrene tåler et visst avvik, kan en benytte enklere reguleringsmetoder. For at disse skal fungere godt er en imidlertid avhengig av at sylindrene kan nullstilles ved at de kjøres til endestilling med jevne mellomrom.

### 3.9.1 Volumstrømsdeleren

Volumstrømsdeleren er en enkle og rimelig måte å parallellkjøre sylindre på. Ventilen er laget med innvendig kalibrerte løp som deler volumstrømmen i to like store deler. Hydraulikkvæska ledes inn gjennom port P og fordeles til henholdsvis portene A1 og A2. Nøyaktigheten på delstrømmene ligger vanligvis innenfor  $\pm 3\%$  og dette gjør ventilen anvendelig når to like sylindre skal kjøres parallelt.



Figur 89 – Volumstrømsdeleren



### 3.9.2 Graetz likeretter

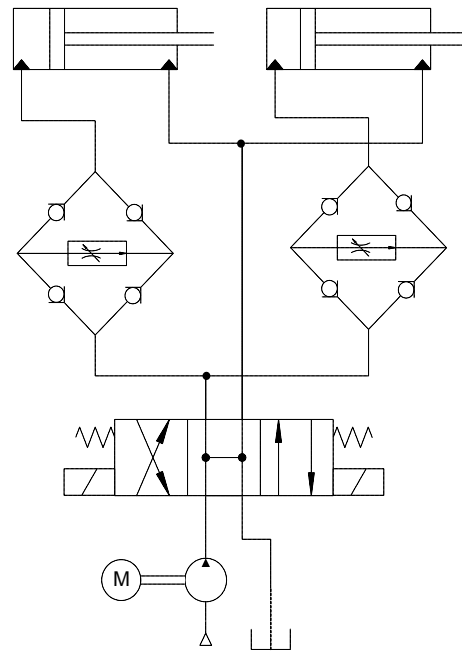
Et alternativ til volumstrømsdeleren er å benytte en "likeretter" bestående av fire tilbakeslagsventiler og en volumstrømsregulator foran hver sylinder slik det er vist på Figur 90. Denne oppkoblingen gir mulighet for å tilpasse volumstrømmene til sylindrenes individuelle status samtidig som hastigheten kontrolleres i både + og -retning.

#### 3.9.2.1 Praktisk oppkobling

En 4/3- retningsventil anvendes til styring av + og - bevegelse på to sylindere som skal gå parallelt.

På innløpsledningen til hver av sylindrenes + kammer plasseres en volumstrømsregulator. For at flytretningen gjennom volumstrømsregulatorene skal være den samme enten sylindrene beveger seg i + retning eller - retning, er volumstrømsregulatorene koblet sammen med "likerettere" ved hjelp av fire tilbakeslagsventiler.

Dette arrangementet gir en primærkobling ved + bevegelse og en sekundærkobling ved - bevegelse.



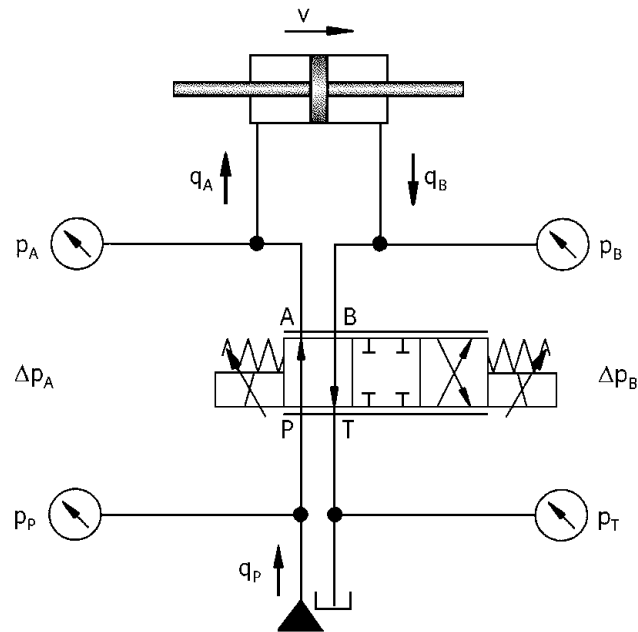
**Figur 90 – Parallellstyring**

Graetz likeretterbro



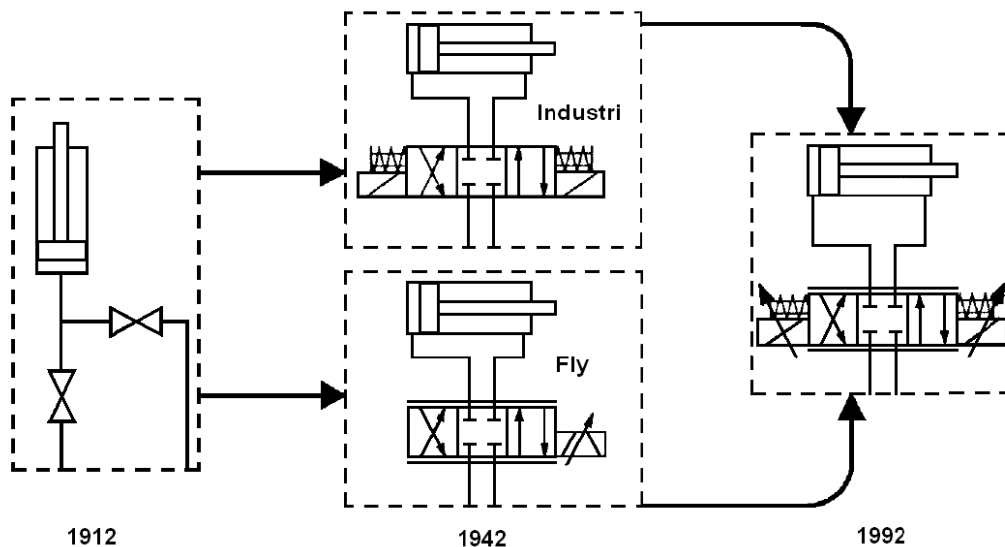
## 3.10 Proporsjonalhydraulikk – Innføring

### 3.10.1 Proporsjonalteknikk – generelt



Figur 91 – Proporsjonalventil og sylindestyling

Stigende krav til kvalitet og produktivitet stiller store krav til bearbeidingsutstyret. Disse kravene kan bare oppfylles såframt en benytter nøyaktig tilpassing av hastigheter, tilførte krefter og dreiemomenter. Hydrauliske anlegg er i så måte uovertrufne når det gjelder å styre disse faktorene.



Figur 92 – Hydraulikkens utvikling



Med innføring av proporsjonalteknikken har en i tillegg åpnet for en elektronisk regulering av de enkelte faktorene og med innføringen av elektromagnetisk styrte ventiler (~1940) fikk automatiseringen sitt gjennombrudd.

Det store gjennombruddet kom likevel først etter at dioden ble oppfunnet (W. B. Shockley, 1947) og transistorteknikken muliggjorde byggingen av kompakte og elektroniske apparater som radio, TV, datamaskiner og styreenheter for verktøy-maskiner, automatiserte prosesser og så videre.



Figur 93 – Eksempler på halvledere (dioder)

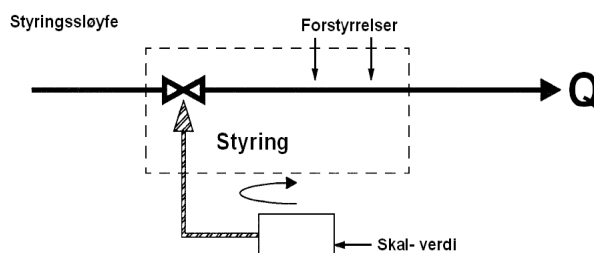
### 3.10.2 Styling og regulering

I praksis skiller det mellom to systemer: stylingsteknikk og reguleringsteknikk:

#### 3.10.2.1 Stylingsteknikk

I stylingsteknikken vil et inngangssignal til styreenheten produsere en "Skal- verdi" som åpner for væskestrøm ( $Q$ ) gjennom styreventilen. Denne væskestrømmen vil utsettes for forstyrrelser av forskjellig art (friksjon, varierende trykk, slitasje, interne lekkasjer, ulik belastning på arbeidsorgan osv.).

I og med at det ikke gis noen "tilbakemelding" til styreenheten om hvordan væskestrømmen oppfører seg, så kan utgangssignalet variere i forhold til den ønskede "Skal- verdi" og systemet er avhengig av manuell overvåking.



Figur 94 – Stylingssløyfe

#### 3.10.2.2 Reguleringsteknikk

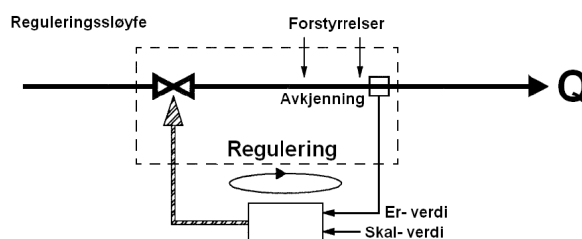
Reguleringsløyfer kan deles i to systemer:

##### ➤ Mekanisk regulering

Sylinderen har en mekanisk tilbakekobling (avkjenning) til servoventilen slik at servoventilen hele tiden får en "Er- verdi" og dermed innstiller seg etter inngangssignalet. I det øyeblikk inngangssignalet (Skal- verdi) stopper vil derfor utgangssignalet stoppe. Dermed stopper også sylinderbevegelsen slik at sylinderens bevegelse vil tilsvare inngangssignalets størrelse.

##### ➤ Elektronisk regulering

Med utviklingen av elektronikken har denne vunnet innpass på bekostning av servoteknikken, selv om denne fortsatt benyttes i en rekke systemer og prosesser. Fordelen er nøyaktigere og raskere styling av systemene. Komponentene er billige i anskaffelse, kompakte og lette å plassere og de er robuste. De er heller ikke utsatt for indre slitasje slik at nøyaktigheten opprettholdes gjennom hele levetiden.



Figur 95 – Styre- og reguleringsløyfe



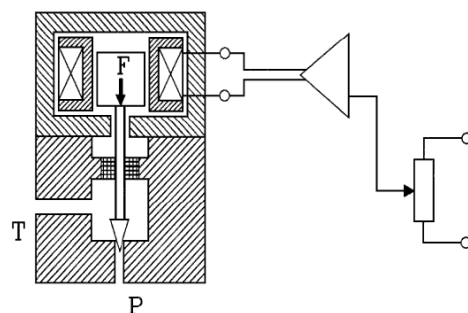
### 3.10.3 Valg av system

Hvorvidt en skal velge servo- eller proporsjonalventiler i et anlegg vil avhenge av om driftssikkerheten kan ivaretas med bruk av en vanlig styringskrets (åpent system) eller om det benyttes et reguleringsystem (lukket system) for å oppnå ønsket nøyaktighet.

Elektrohydrauliske reguleringsystemer er ofte kompliserte. Slike anlegg stiller derfor store krav til prosjektering, oppstart og vedlikehold. Proporsjonalventiler blir derfor ofte foretrukket – ikke minst på grunn av gunstige priser.

Proporsjonalventilene gir imidlertid gunstige løsninger i de tilfelle der kravene til nøyaktighet ikke er alt for store ettersom de vil kunne påvirkes av anleggets dynamikk, dødsoner osv. proporsjonalventilene har imidlertid vist seg å være svært fordelaktige ved

- Fjernstyring av trykk og volumstrøm
- Erstatning av flere faste trykk- og volumstrømsventiler
- Kontrollert akselerasjon og retardasjon av sylindere og motorer.



Figur 96 – Proporsjonalmagnet med "kraftstyring"

#### 3.10.3.1 Magnetstyrte ventiler

##### ➤ Proporsjonalmagnet med kraftstyring

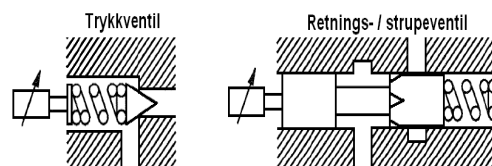
Hjertet i et proporsjonalsystem er den elektromagnetiske reguleringen av ventilene. Denne kan skje ved at en kontrollerer strømmen som går gjennom magnetspolen. En varierende strøm fører til en tilsvarende variasjon på magnetfeltets styrke. Kraften (F) på ventilspindelen holdes konstant gjennom hele arbeidsslaget.

Kraftstyrte magneter brukes helst i kombinasjon med trykkventiler eller som forstyreventiler for retningsventiler.

##### ➤ Proporsjonalmagnet med posisjonsstyring

En annen styremetode er posisjonering av ventilen. Magneten omsetter da det elektriske signalet til et arbeidsslag (bevegelse) som forspenner ei ventilmfjær eller beveger en ventilsleide mot ei returmfjær.

Magneten vil her gi en konstant kraft gjennom hele arbeidsslaget slik at en oppnår balanse mellom fjærkraften og magnetkraften gjennom hele ventilbevegelsen.



Figur 97 – Proporsjonalventiler med "posisjonsstyring"



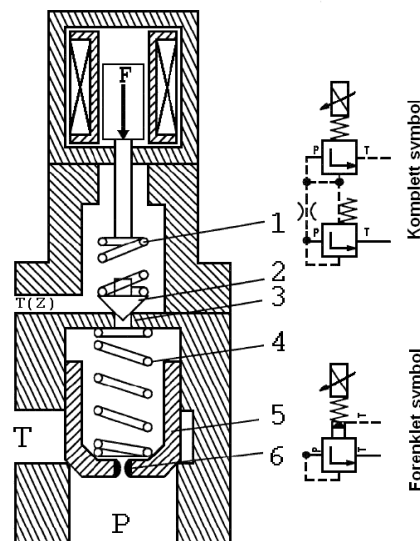
### 3.10.4 Proporsjonal trykkbegrensningsventil

Et eksempel på en proporsjonal trykkbegrensningsventil er vist på Figur 98. Ventilen er i utgangspunktet en forstyrt trykkbegrensningsventil.

Hovedventilen består av en hovedsleide (5) med en dyse (6) som tillater en trykkutjevning mellom under- og oversida av hovedsleiden, slik at den påvirkes kun av trykket fra fjæra (4).

Forstyringsventilen består av ventilsetet (3), ventilspindelen (2) og ventilfjæra (1).

Forskjellen på en proporsjonalventil og en konvensjonell trykkbegrensningsventil er innspenningen av ventilfjæra (1). I en konvensjonell ventil vil innspenningen skje ved hjelp av et ratt mens det i dette tilfellet skjer via en ventilspindel (støtstang) som er forbundet med ankeret i proporsjonalarmagneten.



### 3.10.5 Praktisk automatisering

Hydrauliske anlegg har i kraft av sin evne til å utføre tunge arbeidsoppgaver med relativt små, kompakte enheter, en høy utnyttelsesgrad. Dette setter en i stand til å styre store krefter med raske bevegelser og stor nøyaktighet. Ved å bruke hydrauliske sylindere har man dessuten et arbeidsorgan som er enkel å innpasse samtidig som de er kostnadseffektive i bruk. Disse fordelene har skaffet hydraulikken innpass på en rekke felter både i maskinkonstruksjoner, i mobile installasjoner og i luftfarten.

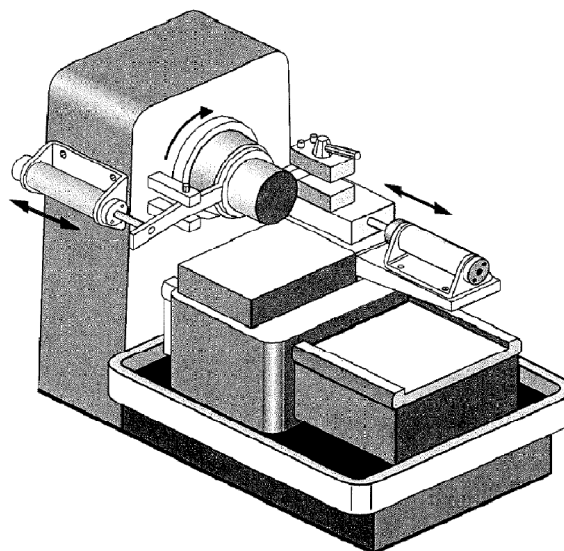
Tiltagende automatisering gjør at en får stadig nye muligheter til å styre forhold som trykk, volumstrøm og volumstrømsretning ved hjelp av elektriske styreanordninger. Her er det – i skjæringsområdet mellom arbeidsorgan og styreenhet – at proporsjonalventilen har vunnet innpass.

For å anskueliggjøre hvilke fordeler proporsjonalventilene byr på, kan en ta utgangspunkt i en stilleanordning for en dreiebenk der en benytter tre forskjellige styreanordninger. Anordningene er vist på Figur 100 – Figur 102:

- Manuelt styrte ventiler (Figur 100)
- Elektrisk styrte ventiler (Figur 101)
- Proporsjonalventiler (Figur 102)

Figur 98 – Proporsjonal trykkbegrensningsventil

- |                  |                       |
|------------------|-----------------------|
| 1) Styrefjær     | 2) Pilotventilstempel |
| 3) Blødekanal    | 4) Ventilfjær         |
| 5) Ventilstempel | 6) Trykkutjevningdyse |



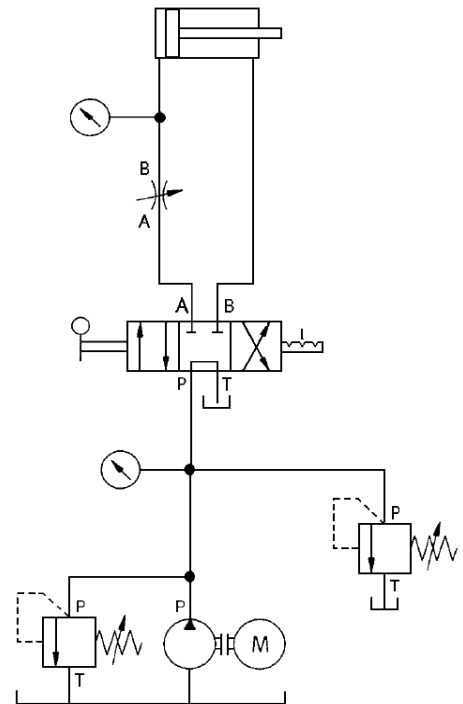
Figur 99 – Automatisering av dreiebenk



### 3.10.5.1 Manuell styring

Koblingsskjemaet viser en hydraulisk stilleanordning med manuell betjening. Her blir trykk og volumstrøm justert under drift ved hjelp av trykkbergrensings- og volumstrømsventiler. Gjennomstrømming og volumstrømsretning kan reguleres med en manuell retningsventil.

I dette anlegget er det ikke mulig å bruke elektrisk styrte ventiler og en automatisering er derfor ikke mulig.



Figur 100 – Manuelt styrt mateinnretning

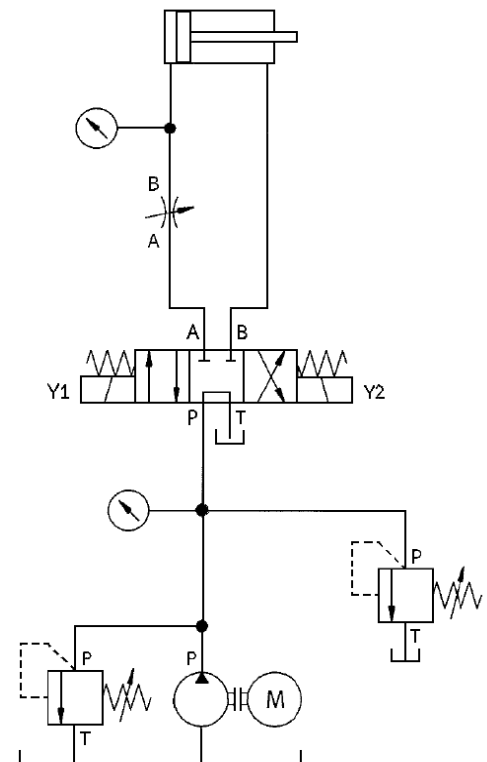
### 3.10.5.2 Elektromagnetisk styring

Retningsventiler kan kontrolleres med elektriske signaler ved at sleiden i ventilen utstyres med magnetpoler som trekker sleiden i den ene eller andre retningen. Koblingsskjemaet i Figur 101 viser hvordan en elektrisk styrt retningsventil kan utnyttes. Ved å benytte elektrisk styrte retningsventiler er det dessuten mulig å automatisere styringen av ventiler og anlegg.

Elektrisk styret retningsventiler innvirker imidlertid ikke på trykk- og volumstrømsreguleringen. I de tilfelle der det er nødvendig å regulere disse, må produksjonen i stoppes slik at de nødvendige justeringer av trykkbegrensings- og volumstrømsventiler kan foretas.

I elektrohydrauliske anlegg er det begrensede muligheter for å automatisere trykk- og volumstrømsreguleringen. Mulighetene består eksempelvis i å la

- Sjaltingen av retningsventilen styre en dertil tilpasset volumstrømsregulator
- Volumstrømsregulatoren og trykkbegrensingsventilen styres av mekaniske anslag.



Figur 101 – Elektrohydraulisk styring



### 3.10.5.3 Proporsjonalstyring

Nedenstående koblings skjema () viser anvendelsen av en proporsjonalventil. Proporsjonalretningsventilen styres av et elektrisk signal. Det elektriske styresignalet påvirker både retningen av volumstrømmen og volumstrømmens størrelse. I og med at volumstrømmen reguleres av proporsjonalventilen, oppnår en at stilleanordningens bevegelsehastighet kan reguleres trinnløst.

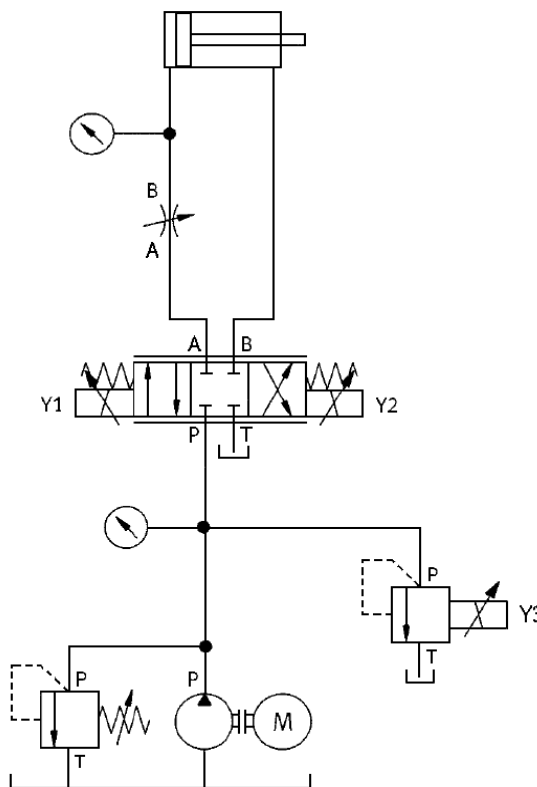
Ytterligere et styresignal påvirker proporsjonal trykkbegrensingsventilen. Dette styresignalet muliggjør en trinnløs og kontinuerlig regulering av trykket i anlegget.

Proporsjonalretningsventilen på () overtar oppgavene til både volumstrømsregulatoren og trykkbegrensingsventilen. Ved å benytte proporsjonalventiler vil en dermed spare inn en ventil i forhold til de to første eksemplene.

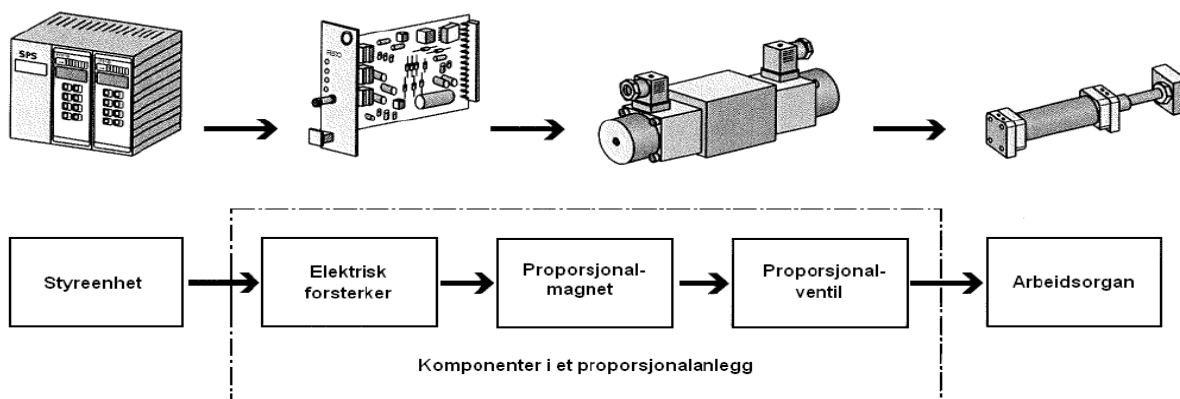
For å muliggjøre dette må proporsjonalventilen kontrolleres av et elektrisk styresignal. Dette signalet kommer fra en elektronisk signalforsterker som muliggjør at

Proporsjonaltrykkbegrensingsventilen i perioder kan senke anleggstrykket (for eksempel under stillstand) og dermed spare energi når det ikke er behov for et høyt arbeidstrykk. Stilleanordningen kan styres med myke, kontrollerte bevegelser både ved kjøring inn mot arbeidsstykket og ved nedbremsing mot slutten av bevegelsen.

Ved bruk av proporsjonalteknikken kan alle innstillinger og verktøybevegelser automatiseres uten bruk av menneskelig inngripen.



Figur 102 – Proporsjonalstyring



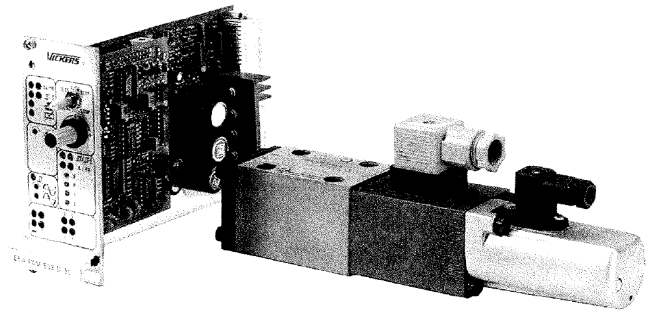
Figur 103 – Skjematisk framstilling av et anlegg med proporsjonalstyring



### 3.10.5.4 Signalstyring

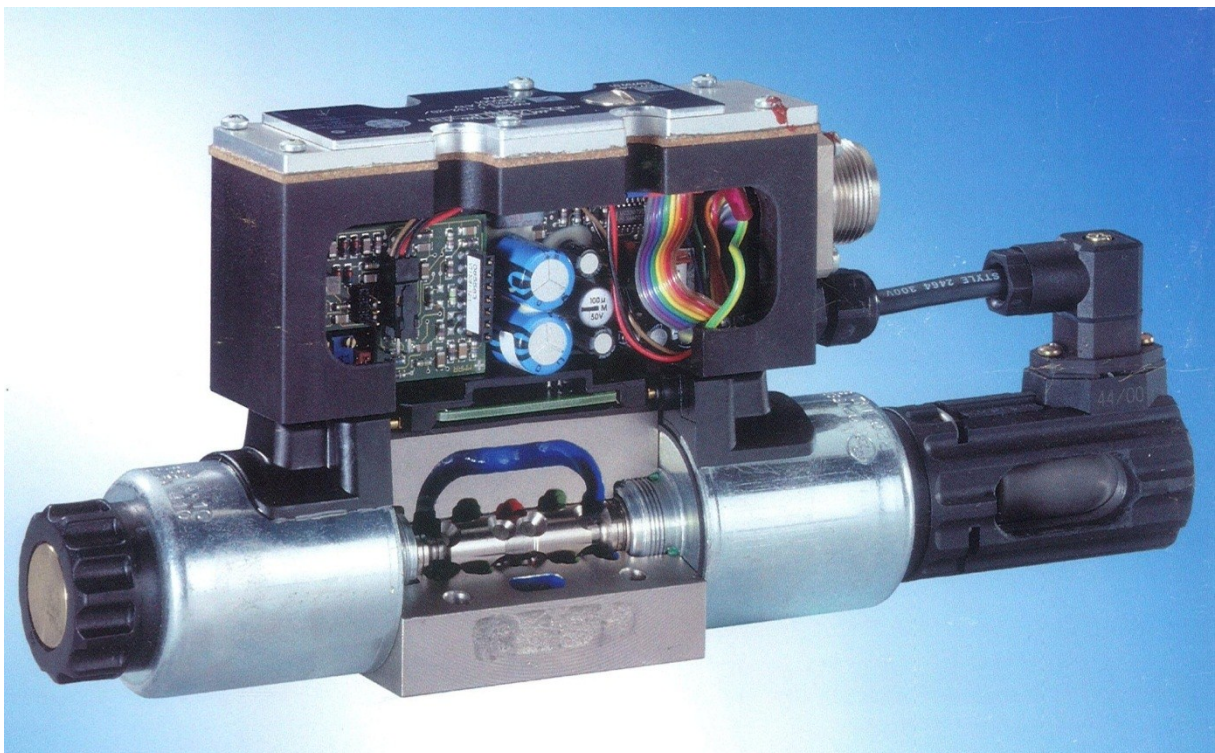
I et proporsjonalanlegg benyttes det styre- og signalenheter for å kontrollere proporsjonalventilene og dermed arbeidsorganets bevegelser.

Styreenheten leverer en elektrisk spenning (normal mellom  $-10\text{V}$  og  $+10\text{V}$ ) til en signalforsterker.



Figur 104 – 4/3- proporsjonalventil med signalforsterker

- Signalforsterkeren forholder seg til den styrte inngangsspenningen og regulerer den utgående strømmengden til proporsjonalventilen.
- Proporsjonalventilen påvirkes av strømmengden og stiller seg inn etter denne.
- Proporsjonalventilen styrer så energitilførselen til den hydrauliske sylinderen
- Den hydrauliske sylinderen omvandler den tilførte energien til bevegelsesenergi
- Den elektriske spenningen kan reguleres trinnløst. Dermed kan arbeidsorganets omstillingshastighet og kraft (eventuelt omdreiningshastighet og dreiemoment) reguleres trinnløst.



Figur 105 – Proporsjonalventil med integrert forsterker (Bosch Rexroth).



### 3.10.6 Proporsjonalteknikkens fordeler

Bruken av proporsjonalventiler har en rekke fordeler i forhold til manuelle og elektrohydrauliske anlegg slik det er beskrevet i foregående avsnitt. Dette kan oppsummeres slik:

#### Fordeler med bruk av proporsjonalteknikk og proporsjonalventile

<b>Ventilenes innstillingsmuligheter</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Trinnløs omstilling av volumstrøm og trykk ved hjelp av elektriske inngangssignaler</li> <li>• Automatisk regulering av volumstrøm og arbeidstrykk under drift</li> <li>• Automatisert, trinnløs regulering og nøyaktig innstilling av</li> </ul>
<b>Påvirkning av arbeidsorganet</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kraft og/eller dreiemoment</li> <li>• Bevegelser</li> <li>• Hastighet og/eller omdreiningstall</li> <li>• Posisjonering og/eller dreievinkel</li> </ul>
<b>Virkning på energiforbruket</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energiforbruket kan reduseres gjennom driftsavhengig styring av trykk og volumstrøm</li> </ul>
<b>Forenkling av ventilstyringen</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• En proporsjonalventil kan erstatte andre ventiler som for eksempel retningsventiler og volumstrømsregulatorer</li> </ul>

### 3.10.7 Sammenligning av proporsjonalteknikk og servoteknikk

Med bruk av servoventiler kan en oppnå de samme funksjoner som en gjør med proporsjonalventiler. Bruken av proporsjonalteknikk gir imidlertid større nøyaktighet og kortere omstillingstider enn servoteknikken. Sammenholdt med enklere konstruksjon og lavere anskaffelses- og servicekostnader oppnår en også følgende fordeler:

Ventiloppbyggingen blir rimeligere og mer kosteffektiv

Et kraftoverskudd til styreenheten og sterke elektromagneter for kontroll av retningsventilen gir større driftssikkerhet. Belastningen på filtrene blir mindre og serviceintervallene kan forlenges.

Servohydrauliske anlegg arbeider i hovedsak i sekvenser. Med proporsjonalventiler kan sekvensene i et anlegg forandres uavhengig av hvor i kjeden ventilen befinner seg.

Dermed bortfaller behovet for målesystemer og signalgivere slik at systemoppbyggingen forenkles ytterligere.

Proporsjonalteknikken forener fleksibiliteten i elektrisk styrte anlegg med hydraulikkventilenes robuste og kosteffektive konstruksjon. På denne måten fyller proporsjonalventilene gapet mellom retningsventiler og servoventiler.



## 4 Sylindere

Delmål:

Etter å ha gjennomgått denne modulen skal eleven kunne beskrive

- Vri- og dreisesylindere og deres bruksområde
- Enkelt- og dobbeltvirkende sylindere med og uten endedemping
- Fast og regulerbar endedemping
- Tetningsmetoder





## 4.1 Hydrauliske sylindere

I hydraulikken utnyttes energien som er lagret i form av høye trykk til å utføre mekanisk arbeid i roterende eller rettlinjede bevegelser. Det kan skilles mellom tre hovedgrupper arbeidselementer for omsetting av trykk til mekanisk arbeid:

- Motorer
- Vri- og dreiesylindere
- Lineære sylindere

Ettersom hydrauliske motorer er konstruksjonsmessig lik de hydrauliske pumpene, så vil disse behandles under samme kapittel som pumpene.

### 4.1.1 Generelt

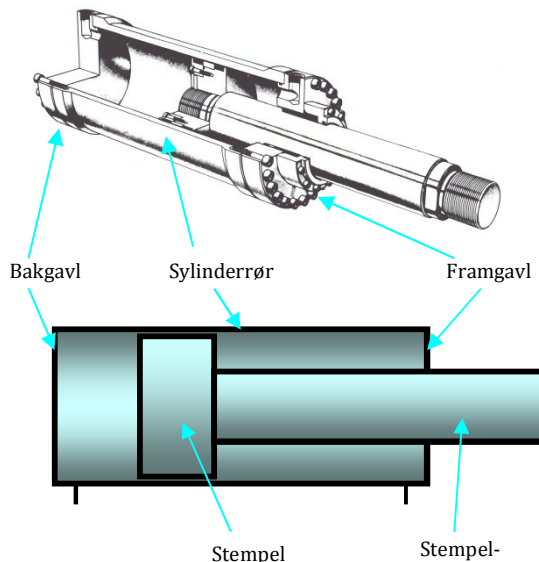
Hydrauliske sylindere er arbeidselementer som utfører lineære bevegelser der det kreves stor kraft og nøyaktig bevegelse. Sylinderen betraktes som den enkleste av komponentene i et hydraulisk anlegg. Dette kan være en årsak til at sylinderen ikke tillegges den oppmerksomheten den krever når det gjelder valg av silyndertype og dens utførelse.

For å velge riktig sylinder er det imidlertid viktig å ha kjennskap til under hvilke forhold sylinderen skal arbeide. Dette medfører at en rekke detaljsspørsmål må avklares med hensyn til kraft, arbeidstrykk, stempelhastighet, slaglengde og slagfrekvens.

Det må også avklares hvorvidt sylinderen

- utsettes for tverrkrefter og eventuelt størrelsen på disse
- skal arbeide i hele eller stort sett i bare deler av sylinderens bevegelsesområde
- behøver demping i den ene eller den andre enden, eventuelt i begge ender
- vil utsettes for støt, utilsiktet oppvarming eller nedkjøling, korrosjon og eventuelle andre uheldige påkjenninger.

De forskjellige produsenter av hydrauliske sylindere leverer et bredt spekter av sylinderkonstruksjoner for å imøtekomme de krav som kundene stiller. I dette kapitlet skal vi derfor se på de faktorer som ligger til grunn for valg av sylindere.



Figur 106 – Sylinderens hoveddeler



Figur 107 – Enkeltvirkende sylinder

Bildet viser en enkeltvirkende sylinder med fjær i +kammeret og trykkstyrt -bevegelse.



## 4.2 Sylindertyper

Hydrauliske sylindere kan være både enkelt- og dobbeltvirkende selv om den dobbeltvirkende sylindere er mest brukt.

### 4.2.1 Enkeltvirkende sylindere

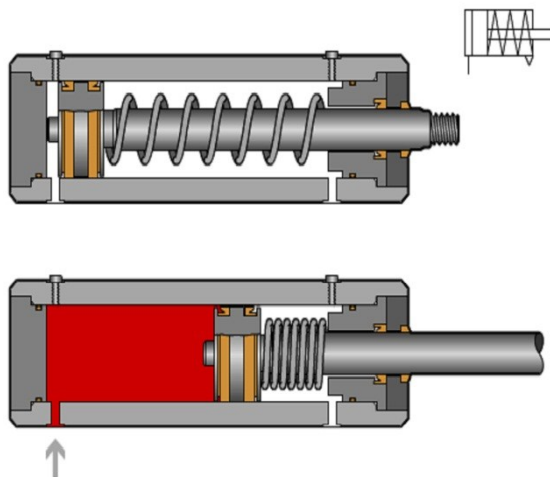
De enkeltvirkende sylindrene er avhengige av en ekstern kraft for å returnere.

Enkeltvirkende sylindere har vanligvis ei fjær som driver sylindere til utgangsposisjon, men ved vertikal montering kan en også benytte lasta som returkraft. En 3/2-ventil kan da brukes som styreorgan.

Sylindere har bare en tilslutningsport for arbeidsluft – vanligvis til +kammeret, slik det er illustrert på symbolet i Figur 108.

I sjeldnere tilfelle kan sylindere utstyres med fjær i + kammeret slik at den styres til – stilling av arbeidslufta.

Enkeltvirkende sylindere er i hovedsak beregnet på lett arbeid. I motsetning til dobbeltvirkende sylindere som konstrueres for en rekke forskjellige behov og derfor utstyres med regulerbar endedemping, så mangler dette som oftest, på enkeltvirkende sylindere.



Figur 108

Enkeltvirkende sylinder med fjærretur

### 4.2.2 Dobbeltvirkende sylindere

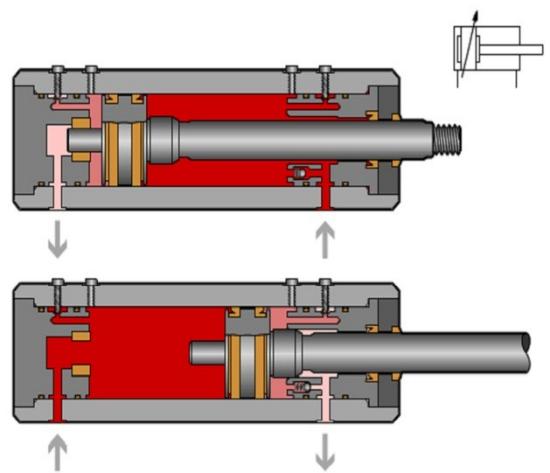
Dobbeltvirkende sylindere er som oftest beregnet på tung drift. Dette innebærer at de skal være i stand til å bevege store masser med relativt store hastigheter. De kinetiske kreftene som opptrer – spesielt ved nedbremsing – medfører at sylindere, stempelestanga og sylindrefestene utsettes for store påkjenninger. Selv hydrauliske sylindere som beveges relativt sakte, utsettes for store kinetiske krefter. For å redusere påkjenningene utstyres derfor sylindere med dempestempler – fortrinnsvis i begge ender.

Figur 109 viser hvordan dempestemplerne passer inn i egne dempesylindere i hver ende.

I det dempestepelet går inn i dempesylindere, vil væska mellom sylinderestempelet og endegavlen stenges inne. Dette fører til en kraftig trykkstigning som avlastes gjennom egne kanaler med regulerbar struping. Den regulerbare strupingen er viktig med hensyn på å justere dempingen slik at trykkstigning og trykkfall i dempesylindere får et gunstigst mulig forløp.

#### 4.2.2.1 Sylindere oppbygging

I den dobbeltvirkende sylindere virker arbeidstrykket på henholdsvis stempelets plusside og minusside etter tur ved at hydraulikkvæska ledes til det ene eller det andre sylinderekammeret gjennom de respektive anslutningsporter i bak- og framgavl.

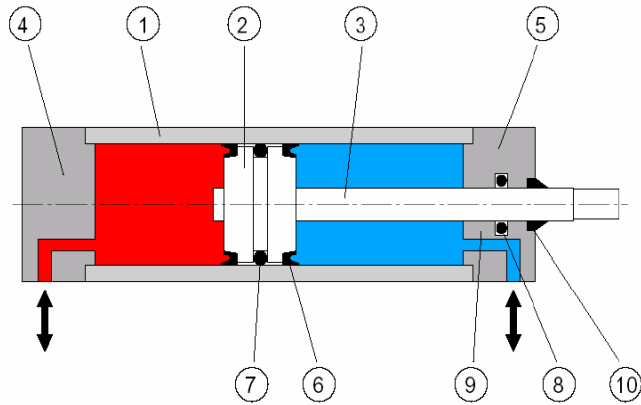


Figur 109

Dobbeltvirkende sylinder med regulerbar endedemping



Dobbeltvirkende sylindere utstyres oftest med enten to enkeltvirkende eller en dobbeltvirkende stempelsetting for å skille pluss- og minuskamrene fra hverandre. I tillegg monteres det oftest en tetting i framgavl for å hindre at det lekker væske ut langs stempelstanga. De dobbeltvirkende sylindrene har som oftest forskjellig areal på pluss- og minussidene. Dette medfører at sylindren får forskjellig hastighet og kraft avhengig av bevegelsesretningen, selv om trykk og væskestrøm er uforandret.



**Figur 110 – Dobbeltvirkende sylinder**

Beskrivelse:

- |                 |                        |              |
|-----------------|------------------------|--------------|
| 1) Sylinderrør  | 6) Stempelmansjett     | (V- pakning) |
| 2) Stempel      | 7) Stempelsetting      | (O- ring)    |
| 3) Stempelstang | 8) Stempelstangtetting | (O- ring)    |
| 4) Bakgavl      | 9) Stempelstangføring  |              |
| 5) Framgavl     | 10) Avskraper          |              |

Skal en unngå denne forskjellen på krefter i den ene eller andre bevegelsesretningen, må en benytte sylindere med gjennomgående stempelstang. Sylindren får da like arealer på både pluss- og minussida samtidig som sylindrens evne til å ta opp tverrkrefter øker betydelig.

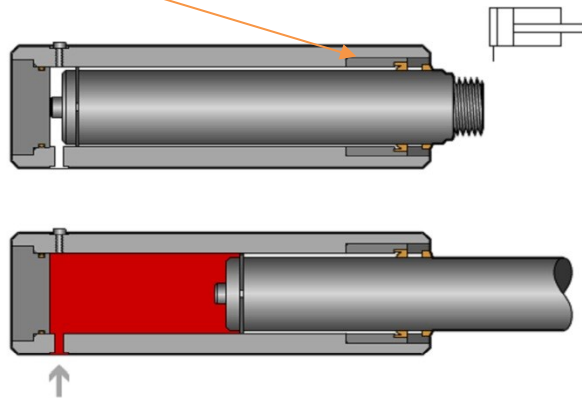
### 4.2.3 Spesielle sylindere

#### 4.2.3.1 Plungersylindren

Plungersylindren er en enkeltvirkende sylinder som anvendes der det er behov for stor kraft, men relativt liten slaglengde. Typisk anvendelse er i donkrafter og garasjejekker.

Sylindren mangler et tradisjonelt stempel og får derfor ikke den støtte mot sidekrefter som et stempel normalt gir. For å kompensere for dette, blir framgavlen utstyrt med en ekstra lang styring som støtter stempelstanga.

Forlenget framgavl som styrer og støtter stempelstanga

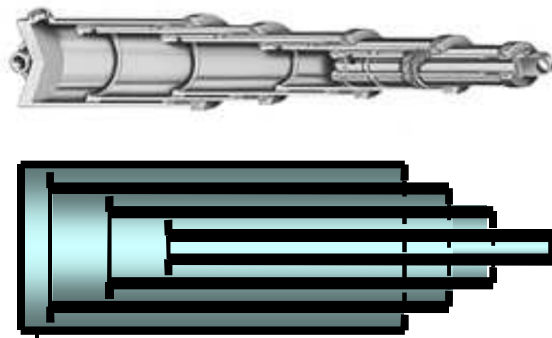


**Figur 111 - Plungersylinder**

#### 4.2.3.2 Teleskopsylindren

Teleskopsylindren benyttes nå det stilles krav om lang sylinderbevegelse, men små innbyggingsmål.

Teleskopsylindrene er som oftest enkeltvirkende, men det kan forekomme utførelser som er dobbeltvirkende.



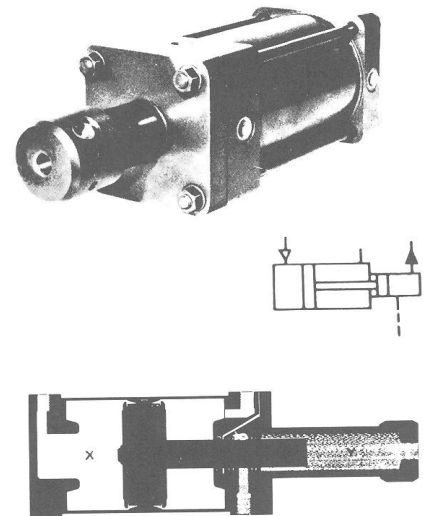
**Figur 112 – Teleskopsylindere**



### 4.2.3.3 Trykkstigere

Trykkstigere er en variant av hydropneumatiske sylindere. De brukes når en ønsker å transformere lave pneumatiske trykk til høyere hydrauliske trykk. Normal trykkomsetting er gjerne 1: 10 eller 1: 20.

Trykkomsettingen foregår ved at trykkluft driver et stort stempel som er koblet til et mindre hydraulisk stempel, slik det er vist på Figur 113.



**Figur 113 – Trykkstiger**

Pneumatisk / hydraulisk trykkstiger

### 4.2.3.4 Hydropneumatiske sylindere

Hydropneumatiske sylindere kombinerer egenskapene til både hydrauliske og pneumatiske sylindere.

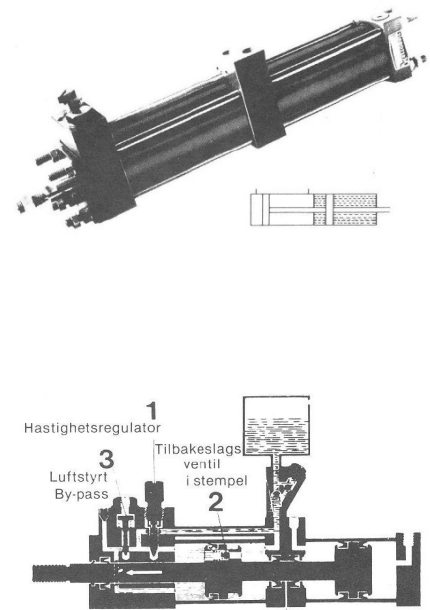
Sylinderen består av en pneumatisk og en hydraulisk sylinder satt sammen til en enhet. Drivkraften besørages av luftsynderen mens bevegelsen stabiliseres og kontrolleres av væskesynderen og dens reguleringsorganer. Tilbakeslagsventilen (2) i stempelet kan snus slik at en kan velge reguleringsretning. Fjernes ventilen, vil en oppnå regulering i begge retninger.

Hastighetsregulatoren (1) brukes til å stille stempelhastigheten i området 0,3 til 100 mm per sekund.

Den innebygde bypassventilen (3) gjør det mulig og oppnå hurtigkjøring for en del av slaget, ved å kombinere sylinderen med eksterne ventiler. I en luftsyndere er det mulig å oppnå konstante hastigheter kun hvis belastningen er konstant over hele stempelbevegelsen. I verkstedindustrien der det utføres fastspenning ved bore-, dreie-, frese- og slipeoperasjoner, er dette er sjelden tilfelle.

I operasjoner der pneumatisk utstyr inngår, benytter en gjerne hydropneumatikk som gir en to alternativer:

- det kan benyttes en væskefylt sylinder påmontert et reservoar og reguleringsventiler
- det kan benyttes en kompakt hydropneumatisk sylinder som vist på figuren



**Figur 114 – Hydropneumatikk**

Hydropneumatiske sylindere

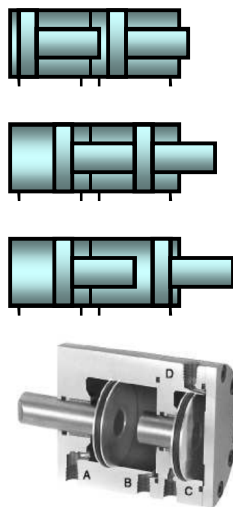


#### 4.2.3.5 Flerposisjonssylindere

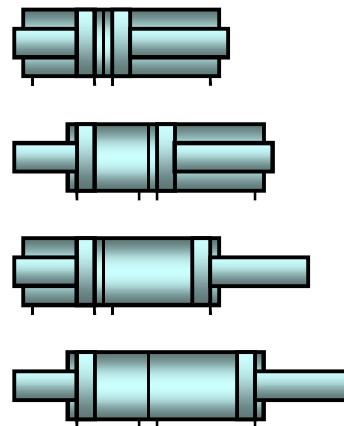
En hydraulisk sylinder kan posisjoneres i den stilling en ønsker ettersom sylinderens vandring bestemmes av hvor mye væske som presses inn i sylindren. Dette gir likevel ikke en nøyaktig bestemmelse av sylinderens posisjon i anlegg der det kreves nøyaktig posisjonering. I slike tilfeller benytter en seg av sylinderens faste referansepunkter ved at de enten står i full minus- eller full plusstilling.

Figur 115 viser hvordan en ved å kombinere to sylindere kan en lage sylinderkonstruksjoner der en får flere faste punkter eller posisjoner. Ved å montere to sylindere i tandem, vil en få tre faste posisjoner, og ved å bruke to sylindere med ulik slaglengde montert endegavl mot endegavl, vil en oppnå fire faste posisjoner slik det er vist på figuren.

A) Tandemmontering



B) Gavl mot gavl montering



**Figur 115 – Flerposisjonssylindere**

Eksempler på forskjellige monteringsmuligheter ved bruk av sylindere med ulik slaglengde

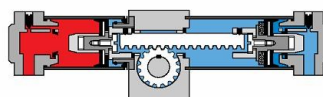
Bokstavene A, B, C og D angir de respektive porter på sylindren som vises på bildet

#### 4.2.3.6 Vri- og dreiesylindere

De fleste oppfatter uttrykket "motor" som en enhet der energi omformes til roterende bevegelse. Det er likevel riktig å betrakte alle enheter der en energiform omsettes til utnyttbart arbeid som en motor. Lineære sylindere der trykk omsettes til mekanisk arbeid er derfor en slags motor.

Sylindere kan likevel brukes til å produsere roterende bevegelse. Et eksempel er **vrisylindren** der stempelstanga er koblet til en kraftarm montert på en akseltapp.

**Dreiesylindren** er en videreutvikling av vrisylindren. Dreiesylindren har ei tannstang som drives av lineærsylindere. Dette



**Figur 116 – Dreiesylindren**

gjør at rotasjonen til drivakselen i en dreiesylinder kun begrenses av lengden på henholdsvis sylindrene som driver tannstanga og selve tannstanga som roterer akseltappen. En vrisylinders rotasjon er på grunn av kraftarmen, begrenset til  $\sim 90^\circ$  vridning.

Et praktisk eksempel på bruk av dreiesylindere er vist i Figur 117. Det tilhørende koblingsskjemaet viser en 3/2-ventil som gir et styresignal til 5/2-ventilens port 14. 5/2-ventilen skifter stilling slik at arbeidsluft slippes gjennom ventilen, passerer ut port 4, gjennom strupe- tilbakeslagsventilen og til dreiesylindren som vil starte rotasjonen.

Ved fullført rotasjon vil signalkammen på dreieskiva treffe den rullestyrte 3/2-ventilen som gir et styresignal til port 12 slik at dreiesylindren returnerer til utgangsposisjon.







## 4.2.5 Sylinderkonstruksjoner

Sylindrene karakteriseres gjerne avhengig av hvordan de er bygd opp. De vanligste metodene er sveiste sylindere, sylindere som holdes sammen med stag fra gavl til gavl og sylindere der gavlene er gjenget på eller i selve sylinderrøret. Ytterligere en metode er bruk av ringmuttere som er gjenget på røret og holder gavlene på plass, eller skrueforband innvendig i et tykkvegget sylinderrør.

Alle metodene er optimalisert i forhold til sitt anvendelsesområde. De kan likevel overlape hverandre, slik at anvendelsesområdet kan bli meget bredt.

Sylindere beregnet på industriell bruk finnes i mange varianter. De skal være lette å tilpasse ulike krav med hensyn til stempelstangas diameter, slaglengde, demping, tetting, innfesting og anslutningsporter. Fabrikantene tilbyr derfor et stort antall varianter fra enkeltstående eksemplarer til store serier – ofte som lagerware eller med kort leveringstid.

Samtidig krever industriell bruk at slidedeler og andre reservedeler er lett tilgjengelige og kan skaffes på kort tid.

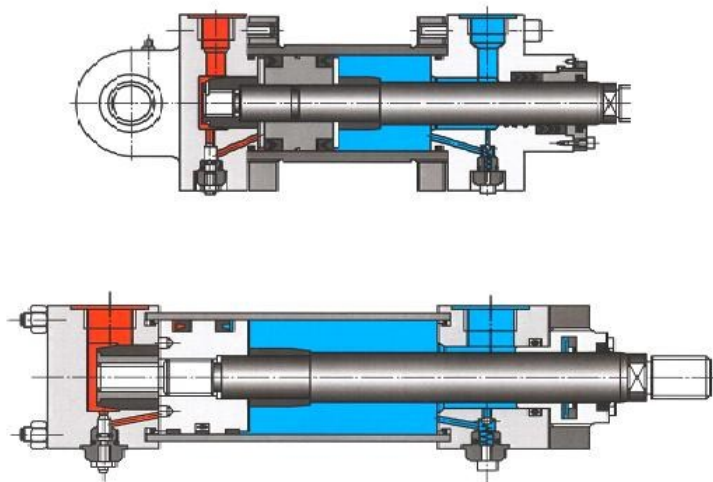
For anvendelse innen mobil sektor, optimeres sylindrene i stor grad i forhold til deres spesifikke arbeidsområde samtidig som selve sylinderkonstruksjonen gjøres så enkel som mulig. Dette sammenholdt med store serier bidrar til å holde produksjonskostnadene på et relativt lavt nivå.

Generelt kan en si at valg av sylindere styres av anvendelsesområde og i blant også av tradisjonell tenking innen visse industrier.

### 4.2.5.1 Sveiste sylindere

De enkleste hydrauliske sylindrene har gavler som er sveist til sylinderrøret. Vanligvis er det bare bakgavlen som er sveist til røret, men det forekommer også at begge gavlene sveises til røret hvilket gir en kort bygglengde i forhold til slaglengden.

Sveiste sylindere er enkle i utførelse og manglende vedlikeholdsmuligheter gjør at de betraktes som "engangssylindere", og sylindrene velges gjerne når innkjøpskostnadene er styrende for valget.



**Figur 118 – Dobbeltvirkende sylindere**

Øverst: "Rund" sylinder med ringmuttere og bolter gjennom gavlene  
Nederst: "Firkant- sylinder" med stag som holder gavlene



**Figur 119 – Sveiste sylindere**

Sveiste sylindere kombinerer fordelene med en robust konstruksjon og små byggemål. Dette er en av de viktigste årsakene til at de har fått så stor utbredelse i mobilt utstyr.



Normalt utføres sylindrene som nevnt, med sveist bakgavl og en demonterbar framgavl for å muliggjøre vedlikehold som pakningsskifte og lignende. Framgavlen festes da ved hjelp av enten utvendige eller innvendige gjenger til sylinderrøret.

En annen metode er å sveise kraftige flenser på sylinderrøret. Disse brukes så for feste av gavlene som boltes til de sveiste flensene.



**Figur 120 - Sylindere med sveiste flenser**

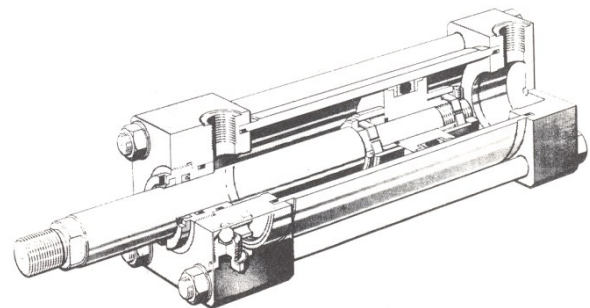
En vanlig byggemetode er å sveise flenser på sylinderrøret for så å bolte endegavlene til flensene.

#### 4.2.5.2 Sylindere med stag

Bruken av stag ved montering av sylindere er en svært vanlig sammenføyningsmetode. Konstruksjonen blir meget fleksibel i forhold til valg av slaglengder og den er lett å vedlikeholde. Vanligvis brukes fire stag for å holde sylinderen sammen. Dette gir endegavler med kvadratisk utforming, men ved større sylinderdiameter og også ved høye driftstrykk, kan gavlene utstyres med flere stag.

Foruten enkel framstilling, så er stagmonterte sylindere enkle å tilpasse for forskjellige montasjer da forskjellige festebraketter lett monteres på både fram- og bakgavl ved hjelp av stagene. Eventuelt kan festene integreres i gavlene slik at sylindrens lengde blir relativt liten i forhold til slaglengden.

Ettersom store belastninger på grunn av last eller høye trykk vil medføre en viss strekking av stagene, så benyttes sylindrene helst til korte og mellomlange slaglengder. På den annen side kan denne "tøyningen" i stagene innebære en fordel i forbindelse med kraftige trykkstøt da stagene kan virke som "fjærer" i systemet.



**Figur 121 – Dobbeltvirkende stagsylinder**

#### 4.2.5.3 Sylindere med gjengede gavler

Prinsippet for innfesting av gjengede gavler er som beskrevet tidligere med enten inn- eller utvendige gjenger på sylinderrøret. Den fremste fordel med gjengeinnfesting av gavlene er at sylindrene krever liten plass, spesielt hvis det benyttes innvendige gjenger i røret. Ulempene er at det er vanskelig å benytte flensfester på sylinderen og større sylinderdiameter gjør dem lite servicevennlige.

Sylindere som beregnes på tung drift konstrueres derfor med kraftige ringmuttere slik at gavlene kan boltes til mutteren.



Sylindere av denne typen krever tykkveggede rør for å gi plass til gjengene. En oppnår da at sylindrene klarer tung drift og store aksielle krefter. Samtidig er kort byggelengde oftest mindre viktig for denne type sylindere. En kan derfor øke lengden på stempelstangas styring slik at sylindren blir bedre i stand til å ta opp sidekrefter enn andre sylindertyper.

I og med at gavlene er boltet til ringmuttere, kan de samme boltene brukes for montering av festebrakettene. Samtidig tillater det tykkveggede sylinderrøret bruk av midjefester med akseltapper uten risiko for deformering av sylinderrøret. Midjefestene er gjerne splittet på midten slik at de kan klemmes fast til en gjenge eller en låsetråd på røret.

### 4.3 Sylinderekrefter og kammertrykk

For å kunne dimensjonere en sylinder, må en ha kjennskap til hvilke laster sylindren skal være i stand til å betjene. Kraftbehovet består vanligvis av tre faktorer: en konstant andel, en hastighetsavhengig del og en akselerasjonsavhengig del.

#### 4.3.1 Konstante krefter

De krefter som anses som konstante er – tyngdekrefter ved løftbevegelse – friksjonskrefter og presskrefter. Hastighetsavhengige krefter er mindre vanlige, men forekommer alltid ved viskøs friksjon som for eksempel i røreverk. Akselerasjonskreftene oppstår når en masse skal akselereres fra stillestående til en viss hastighet eller vice versa.

Som vist tidligere, så kan sylinderekreftene<sup>16</sup> beregnes ut fra følgende formler:

30

$$\text{Skyvekraft: } F_{+} = p_{+} \cdot A_{+}$$

31

$$\text{Trekraft: } F_{-} = p_{+} \cdot A_{+} - p_{-} \cdot A_{\text{stang}}$$

Det trykket som er tilgjengelig for sylindren er enten maksimalt arbeidstrykk ved sylindren eller av pumpetrykket minus trykktap mellom pumpe og sylinder. Returtrykket ved sylindren dannes av eventuelle lastholdende ventiler og trykktap i returledningen.

Sylinderdiameter og stempelstangdiameter velges fra standardiserte sylindereserier. Standardiserte hydrauliske sylindereserier finnes i størrelse fra Ø12 til Ø500mm.

Ved dimensjonering av sylindere er det svært vanlig at ytre laster, trykk- og friksjonstap blir undervurdert. For å kompensere for slike tap bør en velge sylindere med 15 til 25 % overdimensjon.

<sup>16</sup> Ved å sette inn trykket (p) i MPa og arealet (A) i mm<sup>2</sup>, får en sylinderekraften (F) i Newton (N) ettersom N/mm<sup>2</sup> = MPa.



### 4.3.2 Akselerasjonskrefter

Problemet med akselerasjonskreftene er at de er vanskelig å bestemme. For å vise kompleksiteten, skal vi se nærmere på noen av forholdene:

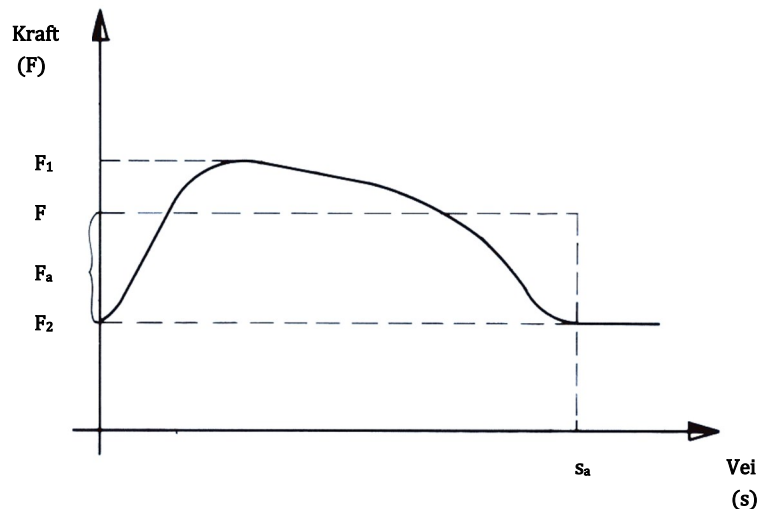
Sylinderen skal gi tilstrekkelig kraft slik at den klarer å akselerere de lastene som er koblet til stempelstanga. Normalt skal lasta akselereres fra stillestående til den hastighet som anlegget er dimensjonert for og deretter skal sylinderen fortsette med jevn hastighet inntil sylinderbevegelsen stanses. Vanligvis spesifiseres det krav om akselerasjonstid ( $t_a$ ) eller akselerasjonsstrekning ( $s_a$ ). Akselerasjonsforløpet er illustrert på Figur 122.

For å holde en sylinder i jevn bevegelse må det tilføres en kraft  $F_2$ . I det øyeblikk sylinder settes i bevegelse, må det i tillegg tilføres en akselerasjonskraft  $F_a$ . På Figur 122 skjer akselerasjonen skjer over strekningen  $s_a$  med en kraft som varierer mellom  $F_1$  og  $F_2$  ( $F_a$ ).

Sylinderens maksimale kraft under akselerasjonen er lik  $F_1$ . Når sylinderen har akselerert til innstilt maksimum hastighet, så skjer resten av bevegelsen med en kraft  $F_2$  som er den kraft som må til for å overvinne ytre krefter og friksjonskreftene.

For å forenkle beregningene av nødvendig akselerasjonskraft, så forutsetter en at akselerasjonen er jevn over hele akselerasjonsstrekningen. Det blir derfor nødvendig med en større akselerasjonskraft enn den beregnede  $F_a$  for å oppnå samme akselerasjonsarbeid ( $W_a$ ) i virkeligheten enn i teorien. En bør derfor velge sylindere som gir 15 til 25 % større kraft enn det de teoretiske beregningene tilsier.

Hvis den masse ( $m$ ) som skal akselereres samt sluthastighet ( $v$ ) og akselerasjonstid ( $t_a$ ) eller akselerasjonsstrekning ( $s_a$ ) er kjent, så kan akselerasjonskraften ( $F_a$ ) bestemmes slik:



**Figur 122 – Akselerasjonsforløp og kraftbehov i startfasen**

Kurven viser kraftutviklingen i akselerasjonsfasen.

**32**Akselerasjon ( $a$ ):

$$a = \frac{v}{t} = \frac{v^2}{2 \cdot s_a}$$

**33**Akselerasjonskrafta ( $F_a$ ):

$$F_a = m \cdot a$$

Hastigheten ( $v$ ) settes inn i meter per sekund (m/s), akselerasjonsstrekningen ( $s_a$ ) i meter, akselerasjonen ( $a$ ) i meter per sekund<sup>2</sup>, massen ( $m$ ) i kg og akselerasjonskraften ( $F_a$ ) i N.

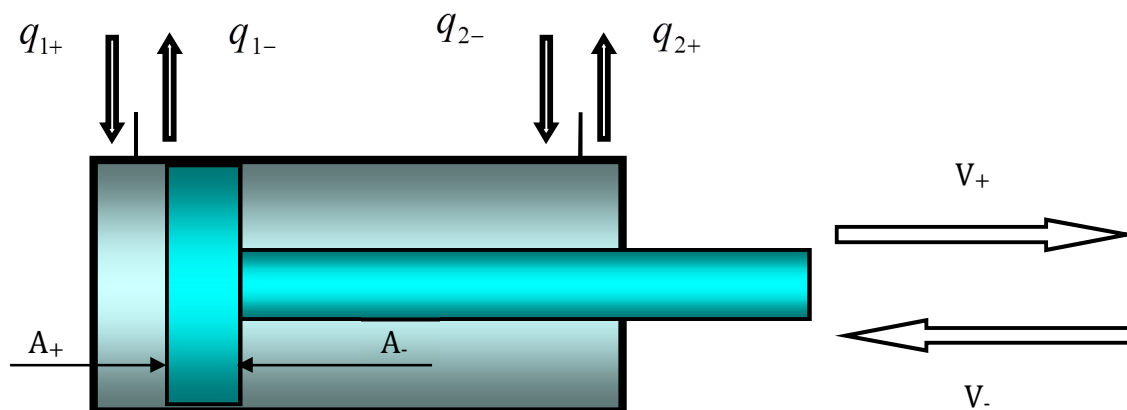


Den reelle akselerasjonskraften må som forklart foran, være større enn den som kan regnes her i og med at akselerasjonen ikke kan være konstant over hele akselerasjonsstrekningen. Ved dimensjonering bør en derfor dimensjonere med ytterligere 15 til 25 % for å ha tilstrekkelig akselerasjonskraft tilgjengelig.

Muligheten til å oppnå en jevn akselerasjon vil avhenge av hele hydraulikksystemets oppbygging. Ved bruk av strupinger for å regulere stempelhastigheten og ved store systemvolum, bør en anvende enda høyere marginer. I motsatt fall kan en redusere verdiene når en bruker volumstrømsventiler og systemvolumene er små.

### 4.3.3 Stempelhastighet og volumstrøm

Volumstrømmene i en sylinder vil være avhengig av bevegelsesretning og sylinderhastighet. Vær oppmerksom på at volumstrømmene i + og - kamrene vil variere avhengig av bevegelsesretningen.



Figur 123 – Forhold mellom stempelhastighet, bevegelsesretning og volumstrøm.

Etter å ha dimensjonert sylindern basert på de krefter som foreligger, kan en klarlegge aktuelle volumstrømmer (se Figur 123) ut fra ønsket stempelhastighet.

34	Volumstrøm ved + bevegelse:	$q_{1+} = v_+ \cdot A_+$ $q_{2+} = v_+ \cdot A_-$
35	Volumstrøm ved – bevegelse:	$q_{2-} = v_- \cdot A_-$ $q_{1-} = v_- \cdot A_+$

Her settes hastigheten ( $v$ ) inn som m/s, arealet ( $A$ ) i  $m^2$  og volumstrømmen ( $q$ ) i  $m^3/s$ . ved å fastlegge volumstrømmens størrelse i henhold til ovenstående, så kan en gå videre og dimensjonere pumpe, ventiler og rørledninger i anlegget.

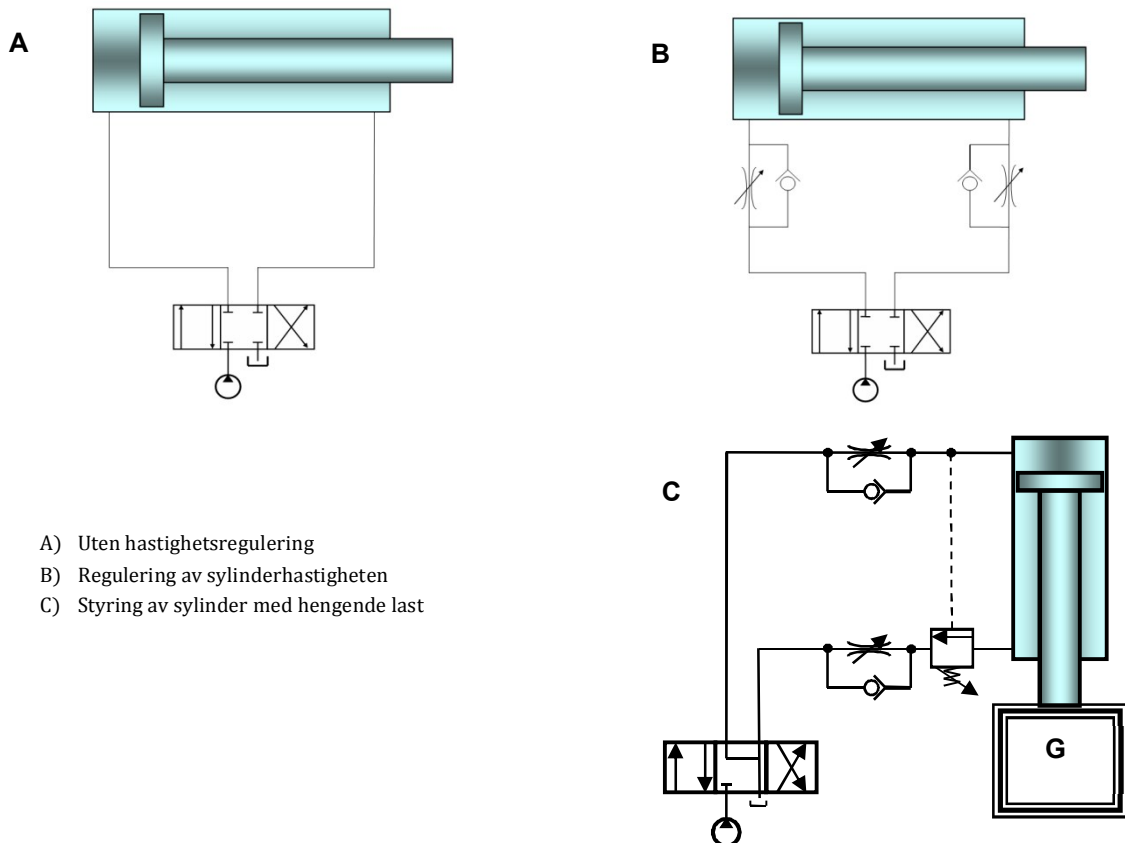
Legg merke til at returstrømmen ved – bevegelse (ref.: Figur 123) alltid vil være større enn inngående volumstrøm. I sylindere med grov stempelstang kan volumstrømmen ut av +kammeret være opp til dobbelt så stor som volumstrømmen inn i –kammeret, avhengig av forholdet mellom stempelarealene ( $A_+$  og  $A_-$ ).

## 4.4 Reguleringsmetoder

Normalt styres stempelhastigheten ved at volumstrømmen reguleres med strupe-, konstantvolumstrøms- eller proporsjonalventiler, men pumpekapasiteten kan også være en begrensende faktor for hastigheten.

### 4.4.1 Innløpsregulering

Figur 124 viser tre eksempler på hvordan innløpsreguleringen (regulering av volumstrømmen inn i cylinderen) kan kobles opp.



Figur 124 – Eksempler på innløpsregulering

De tre koblingsmetodene er underlagt de samme forhold angående kraft og trykk samt hastighet og volumstrøm slik det er beskrevet tidligere.

Ved "hengende laster" – det vil si i de tilfelle der kraften virker i samme retning som sylindervegelsen og derfor vil bidra til forsterke bevegelsen, brukes det lastkontrollventiler (en kombinasjon av strupe- tilbakeslagsventiler eller oversenterventiler / mottrykksventiler) for å kontrollere sylindervegelsen.

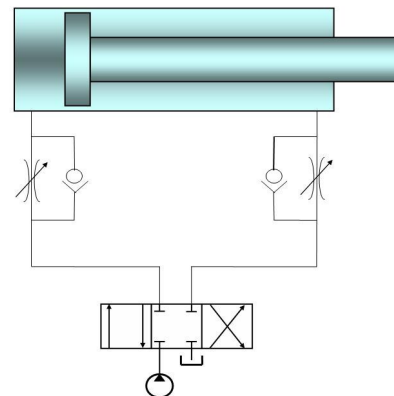
Sylindrens +bevegelse (senking av lasta) starter først når trykket i +kammeret er så høyt at den trykkstyrte ventilen åpner og slipper væska ut av –kammeret.



#### 4.4.2 Utløpsregulering

Det finnes imidlertid andre løsninger som kan gi enkelte overraskende effekter. En slik løsning er styring av stempelhastigheten ved hjelp av strupe- tilbakeslagsventiler som begrenser volumstrømmen ut av sylindren – såkalt "utløpsregulering" slik det er vist på Figur 125.

Løsningen er fordelaktig da den klarer hengende og vekslende last uten bruk av ytterligere ventiler. Oppkoblingen er også å foretrekke i forhold til "slip/stick"-effekter. Her er det som oftest tilstrekkelig med et lavt mottrykk ( $p < 1 \text{ MPa}$ ) for å unngå disse.



Figur 125 - Utløpsregulering

#### **NB!**

Utløpsregulering bør kun brukes i unntakstilfeller ettersom sylindren på grunn av arealdifferansen mellom + og - side, vil virke som en trykkstiger og derfor utsette sylindren og rørledningene for svært store belastninger. (Ref.: Figur 126.)

Trykkstigningseffekten fås av arealforholdene ved +bevegelse:  $p_- = \frac{(A_+ \cdot p_+) - F_+}{A_-}$

I de tilfelle der arealforholdet er stort og den ytre kraften er liten eller trekkende, vil trykket i - kammeret bli svært høyt.

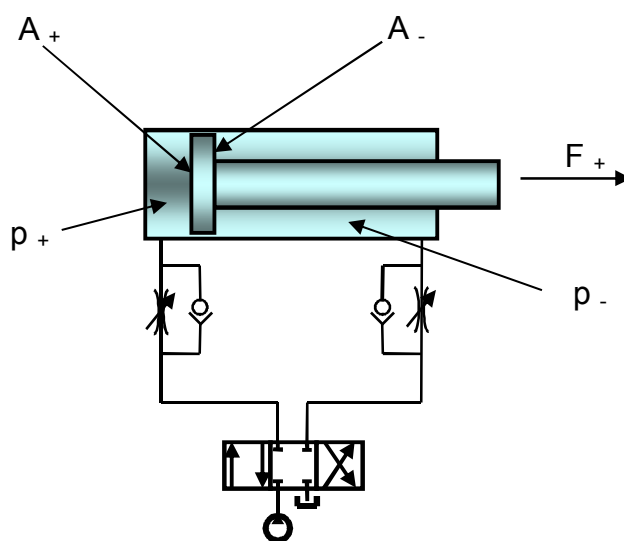
#### 4.5 Trykkstigning i differensialsyndre

I sylindere med grov stempelstang kan arealforholdet være 2:1.

Med et pumpetrykk på 16 MPa, vil trykket i - kammeret, selv uten at noen ytre kraft påvirker sylindren, bli hele 32 MPa med en oppkobling som vist på Figur 126.

Foruten å belaste sylindren med et ekstra høyt trykk, vil også friksjonskreftene bli mye høyere ettersom det høye interne trykket i - kammeret, belaster både stempel- og stempelstangpakningene.

En gunstigere systemløsning som anvendes på sylindere med grov stempelstang, er en såkalt differensialkobling der en benytter en ventil som leder trykket til både + og - kammeret på samme tid (se). Fordelen med denne er at hastigheten blir lik i begge retninger til tross for forskjellen i stempelareal på + og - sidene.



Figur 126 – Utløpsregulering og trykkstigningseffekt





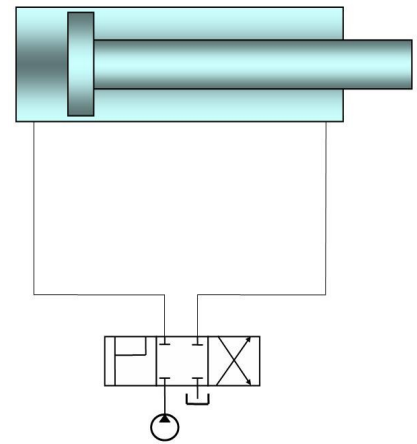
Ved bruk av differensialkobling vil stempelhastigheten bli som følger:

$$v_+ = \frac{q}{A_+ - A_-} \Rightarrow \frac{q}{A_-} = v_-$$

Hastigheten ( $v$ ) settes inn i m/s, volumstrømmen ( $q$ ) i m<sup>3</sup>/sek og arealene i m<sup>2</sup>.

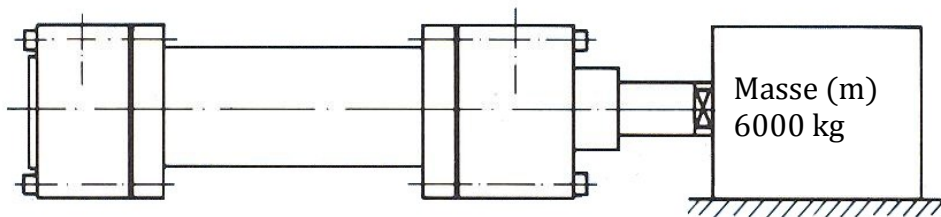
Differensialkoblingen har den ulempe at tilgjengelig skyvekraft ( $F_+$ ) blir mindre på grunn av at trykket ( $p$ ) vil arbeide mot begge sider av stempelet ved + bevegelse:

$$F_+ = p \cdot (A_+ - A_-)$$



Figur 127 – Differensialkobling

## 4.6 Valg av sylinder



### Eksempel 23:

La oss forutsette at en sylinder skal brukes til å flytte en masse ( $m$ ) lik 6000 kg over en horisontal strekning ( $s$ ) på 0,6 m.

Friksjonskoeffisienten ( $\mu$ ) mellom last og underlag er 0,15 og maksimum hastighet ( $v$ ) er 0,5 m/s. Videre skal aksellerasjonstida ( $t_a$ ) ikke vare lenger enn maksimum 0,15 sek og tida som stempelet bruker på et fullt +slag skal ikke overstige 1,3 sekunder.

**Løsning:**

1 Vi beregner følgende:

a) Friksjonskraften:  $F_{\text{friksjon}} = \mu \cdot m \cdot g = 0,15 \cdot 6000 \cdot 9,81 = \underline{8829N}$

b) Akselerasjonen (a):  $a = \frac{v}{t_a} = \frac{0,5}{0,15} = \underline{3,33m/s^2}$

c) Akselerasjonsstrekning (s<sub>a</sub>):  $s_a = \frac{v^2}{2 \cdot a} = \frac{0,5^2}{2 \cdot 3,33} = \underline{0,038m) : 38 \text{ mm}}$

d) Tidsforbruk (t<sub>+</sub>):  $t_+ = t_a + \frac{s - s_a}{v} = 0,15 + \frac{0,6 - 0,038}{0,5} = \underline{1,27s) : t < 1,3s}$

e) Akselerasjonskraft (F<sub>a</sub>):  $F_a = m \cdot a = 6000 \cdot 3,33 = \underline{19980N) : \approx 20kN}$

f) Nødvendig totalkraft (F<sub>+</sub>):  $F_+ = F_{\text{friksjon}} + F_a = 8829 + 20000 = \underline{28829N}$

Hvis vi forutsetter at tilgjengelig arbeidstrykk til sylindere er 8 MPa og antatt trykkfall mellom pumpe og sylinder ikke overstiger 1 MPa, så finner vi at en standard 80mm sylinder vil gi tilstrekkelig kraft ved 7 MPa. (A<sub>+</sub> = 5026 mm<sup>2</sup>)

**Løsning:**

2 Beregnet sylinderkraft:  $F_+ = p_+ \cdot A_+ = 7 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 7 \cdot \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = \underline{35187N}$

Denne sylinderkraften gir et tilstrekkelig overskudd av kraft for å dekke friksjonskrefter og eventuelle avvik på grunn av varierende akselerasjon.

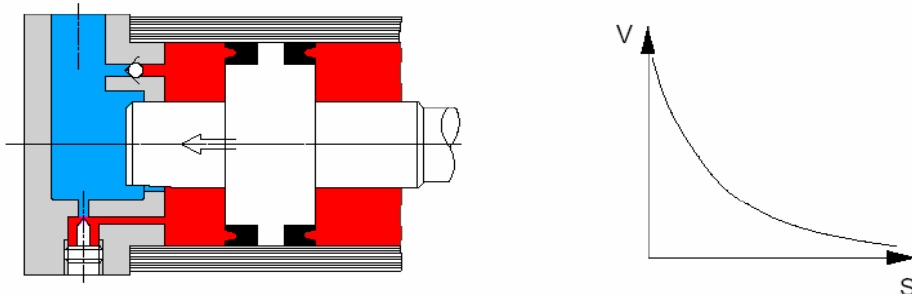
**Løsning:**

3 Nødvendig volumstrøm:  $q_{1+} = v_+ \cdot A_+ = v_+ \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} = \underline{2,5 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}) : 2,5 \frac{l}{s}}$



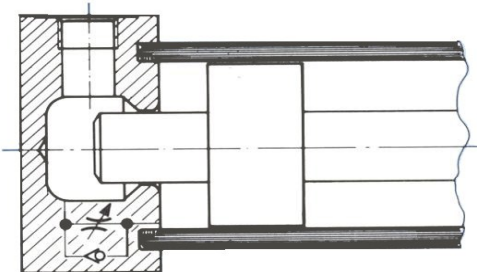
## 4.7 Endedemping

I foregående avsnitt ble det vist hvordan en må forholde seg til akselerasjonskreftene som påvirker sylindere. Her skal en se på forhold som gjør seg gjeldende ved forskjellige belastningene og hvordan en kan unngå skader på sylindere.



Figur 128 – Endedemping med regulerbar struping

I de tilfeller der lasta er fast forbundet med sylindrens stempelstang, og sylindere arbeider med fulle slag fra + til – og motsatt, så bør hastigheten reduseres før stempelet treffer endegavlene. Hvis ikke, vil hele retardasjonen tas opp av endegavlens med det resultat at det oppstår skadelige slag mellom stempel og gavl. Retardasjonen eller oppbremsingen gjøres vanligvis gjennom et arrangement for endedemping.



Behovet for endedemping er avhengig av lastas kinetiske energi (bevegelsesenergi). Som en rettesnor kan en si at stempelhastigheter på 0,07 m per sekund og høyere, bør ha endedemping. En kan imidlertid godta høyere hastigheter – selv over 1 m/s – uten demping hvis slaglengden og den bevegelige massen er liten.

Figur 129 – Eksempel på endedemping

### 4.7.1 Generelt

Den enkleste form for endedemping er en sylindrisk eller konisk dempehals som går inn i gavlen når stempelet nærmer seg endestillingen. Hydraulikkvæsken som fortsatt finnes mellom stempel og gavl, tvinges da til å passere en dempeventil som kan brukes til å justere dempestrykk og dermed også dempekraften. Dempeventilen er laget slik at den bremses i en retning, men åpner for full gjennomstrømming når stempelet skal tilbake slik at en får full kraft på stempelet straks styreventilen åpnes.



#### 4.7.2 Varianter av endedemping

En av de enkleste formene for endedemping er bruken av en strupeventil. Selv om strupingen er justerbar, vil dempekraften være størst i begynnelsen av dempingen for så og avta etter hvert som hastigheten og volumstrømmen synker.

Når den nedbremsede massen påvirkes av tyngdekraften eller krefter fra trykkstigning i sylindere, vil en "fast" strupeventil bidra til å holde hastigheten konstant i stedet for å dempe den. På grunn av disse uønskede virkningene vil stempelet nå endegavlen med en viss uønsket høy sluthastighet. Hvis det brukes en strupeventil for å regulere endedempingen, vil det derfor føre til at stempelet gir et slag mot gavlen.

En ideell nedbremsing skal gi en konstant retardasjon over hele dempestrekningen. Dette medfører at dempekraftene og dermed dempetrykket må holdes konstant under hele dempeforløpet. Skal en oppnå dette, må dempestempelets areal endre seg i takt med nedbremsingen. Dette oppnås ved å gi dempestempelet en spesiell utforming ved hjelp av spor, borer eller trinnvise avtrappinger.

For å oppnå best mulig kontroll over dempingen, så er det viktig at lekkasjen gjennom den sirkulære spalten mellom dempestempelet og gavlen blir så liten som mulig. Væskestrømmen gjennom spalten vil være laminær og dermed viskositetsavhengig slik at lekkasjen vil gi grunnlag for en viss sluthastighet selv om hastigheten vil være ganske lav.

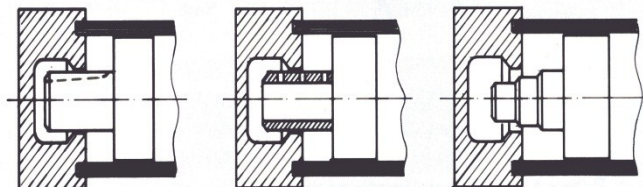
Toleransene mellom dempestempelet og dempesylindere kan gjøres ganske små ved å la noen av delene være "flytende" og selvsentrerende i forhold til dempesylindere. I slike tilfelle vil et konisk utformet dempestempelet sentrere seg i dempesylindere i det stempelet nærmer seg endeposisjonen.

På denne måten er det mulig å lage dempingen med svært små toleranser, selv om selve stempelet har et visst spill i sylinderrøret. Selv-sentrerende dempestempler kan i tillegg utstyres med separate tilbakeslagsventiler i gavlene.

En annen metode er å la demperingen være selv-sentrerende i tillegg til at den kan forskyves i aksialretningen.

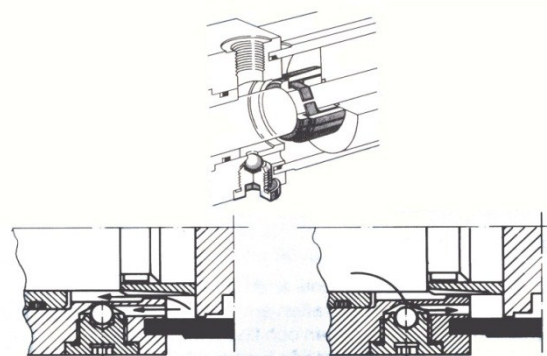
Når stempelet nærmer seg endeposisjonen, vil dempestempelet omslutes av den selv-sentrerende demperingen som vil forskyves av både dempestempelet og dempetrykket mot gavlen. Ved å bruke en elastisk dempering, vil denne gi en meget effektiv tetting mot dempestempelet ettersom demperingens indre diameter vil minskes på grunn av trykkraftene fra dempetrykket.

I og med at demperingen kan forskyves i aksialretningen, så kan den også fungere som tilbakeslagsventil. En kan derfor klare seg uten separate tilbakeslagsventiler ved et slikt arrangement.



**Figur 130 – Dempearrangementer**

Dempestempelet med henholdsvis spor, borer og avtrappinger



**Figur 131 – Endedemping med selv-sentrerende dempestempelet.**

(Tilbakeslagsventilen tillater væskestrøm inn i sylindrekammeret slik at en oppnår full effekt på sylindere i det når arbeidsslaget begynner.)



### 4.7.3 Dempeforløp

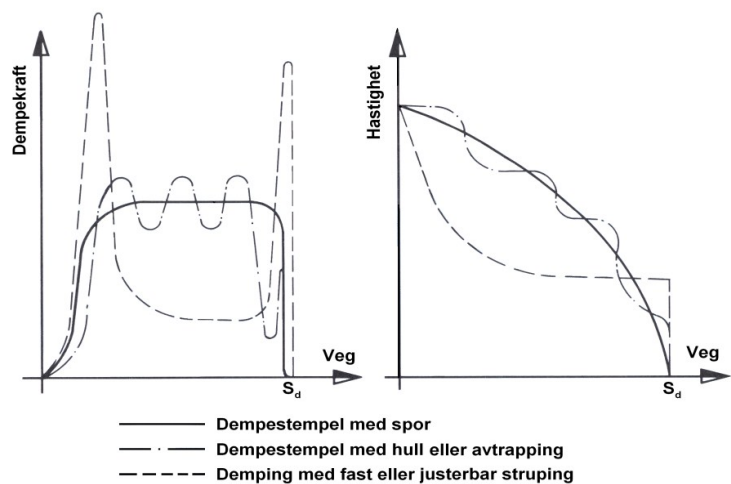
Med en effektiv tetting mellom dempestempel og dempesylinder, så vil hele dempeforløpet bestemmes av hvordan sporet i dempestempelet er utformet.

Arealet under kurven i kraft / vei diagrammet i Figur 132 er et uttrykk for det arbeidet som utføres under dempingen. Dempearbeidet er et produkt av massens kinetiske energi, dvs. den energien som omdannes til varme i hydraulikkvæska.

Av kurvene framgår det at det optimale dempearbeidet og den laveste påkjenningen på sylinderen fås når sporet i dempestempelet er utformet slik at dempetrykket holdes konstant. Nedbremsingen av stempelet skjer da langs en parabelformet linje.

Etter å ha tilbakelagt halve bremsestrekningen vil hastigheten fortsatt være om lag 70 % av hastigheten før nedbremsingen begynte. Først når nær  $\frac{3}{4}$  av bremsestrekningen er tilbakelagt, vil hastigheten ha avtatt til det halve.

Årsaken til at nedbremsingen avtar på denne måten ligger i at hastigheten kvadreres i formelen for kinetisk energi. Dette forholdet har vi har sett på tidligere, men gjentar det her:



**Figur 132 – Endedemping**

Figuren viser dempingens forløp ved bruk av

- dempestempelet med spor
- dempestempelet med avtrappinger eller hull i dempestempelet
- demping ved bruk av strupeventil.

# 36

Kinetisk energi ( $E_k$ )

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

En halvering av den kinetiske energien tilsvarer en reduksjon av hastigheten med en faktor på 0,7 ettersom  $0,7^2$  blir omlag 0,5.

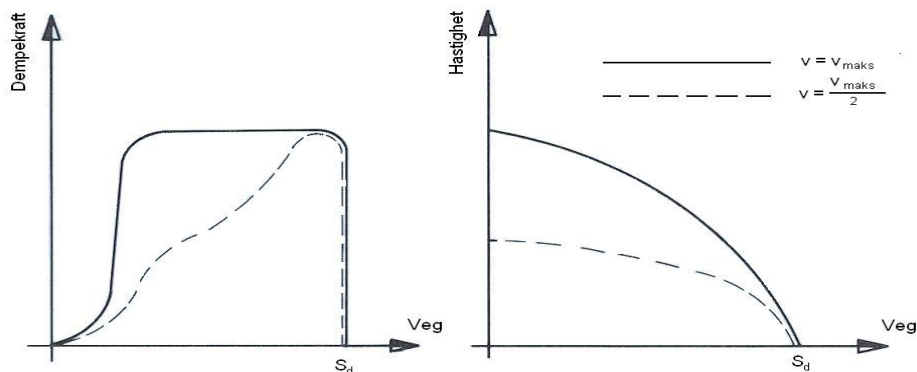
En endedemping der det benyttes et spor i dempestempelet kalles gjerne for en progressiv demping med hensyn til farten, mens den vil være lineær når en ser på dempekraften.

### 4.7.4 Progressiv endedemping

Hydraulikksylindere dimensjoneres vanligvis for et maksimalt dempetrykk. Dette blir bestemmende for den maksimale dempbare masse en sylinder kan belastes med. Sporene i dempestempelet er derfor dimensjonert for en bestemt sylinderhastighet for å avpasse dempingen til sylinderens dempestrekning. Hvis hastigheten økes over det forutsatte, vil dempekrafter og dempetrykk bli høyere enn forutsatt og dempingen vil ligne den demping en får ved bruk av en fast struping. For å finne akseptable laster og hastigheter for en sylinder, må en derfor benytte produsentenes datablader.



Så lenge masse og hastighet holdes innenfor akseptable verdier, vil sylindren være i stand til å ta opp all energi som dannes under dempingen. Endedempingen vil i hvert enkelt tilfelle foreta en automatisk tilpassing til last og hastighet ved at bremsestrækningen reduseres, så lenge belastningen er lavere enn det maksimalt tillatte.



**Figur 133 – Dempeforløp ved progressiv endedemping**

Hvis hastigheten er lavere enn den maksimalt tillatte, vil dempetrykket bli lavere i begynnelsen av endedempingen. Hvis derimot massen er mindre enn den maksimalt tillatte, vil dempetrykket være lavere mot slutten av dempeslaget.

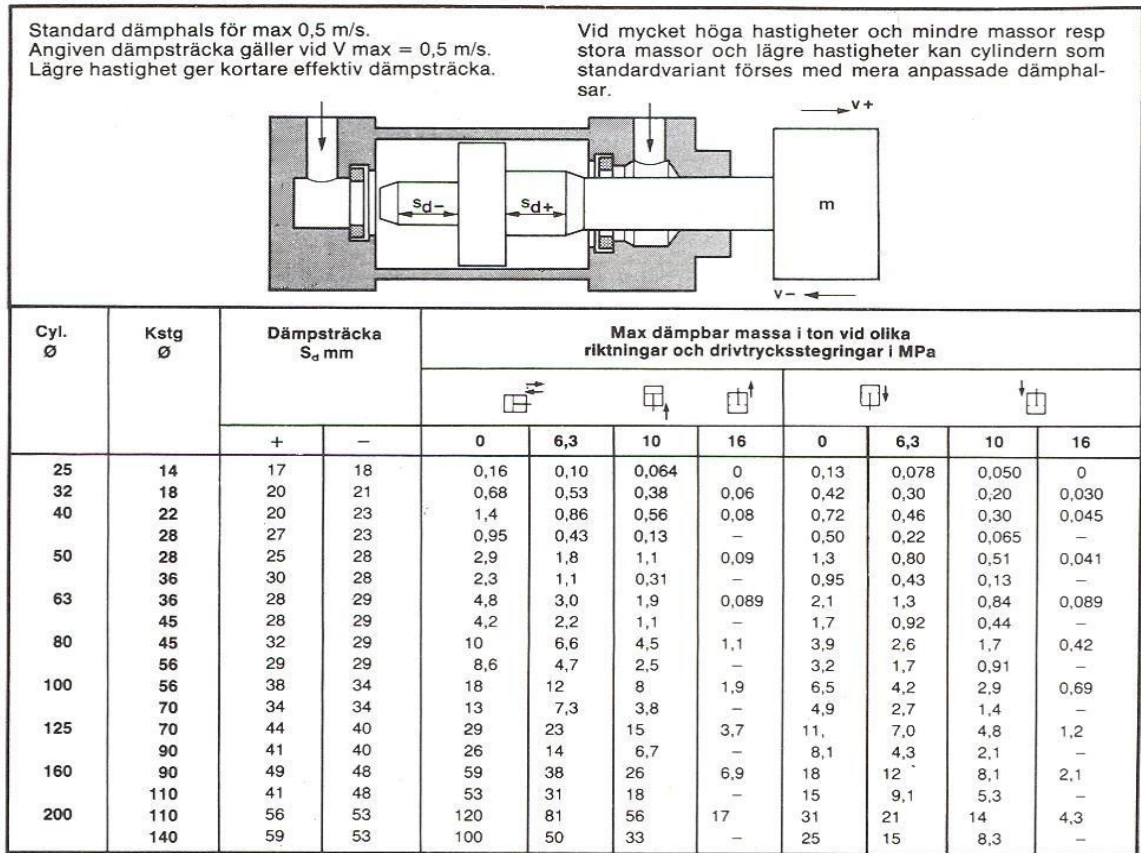
Ved bruk av progressiv endedemping vil det ikke være behov for noen justerbar struping. Bruken av en struping vil kun gi det resultat at det åpnes en lekkasje i tillegg til sporet i dempestempelet og tillater høyere sluthastighet enn ønsket med derav følgende slag mot gavlen.

#### **4.8 Endedemping – drivende krefter**

I tillegg til den kinetiske energien som finnes i den massen som skal bremses, må endedempingen ta opp eventuell tilskuddsenergi fra drivende krefter. Disse oppstår på grunn av overtrykk og på grunn av massens tyngde i de tilfelle der sylindren ikke er montert horisontalt.

Overtrykk oppstår hvis det tilgjengelige trykket er større enn det nødvendige trykket. Nødvendig trykk er det trykk som må til for å overvinne ytre belastninger, friksjonstap og trykktap i ventiler og rørledninger. Det tilgjengelige trykket er ofte høyere enn det nødvendige på grunn av at en tar høyde for akselerasjonskrefter og i tillegg stiller inn trykket med en viss "sikkerhetsmargin". Dessuten reduseres strømningsstapene når hastigheten avtar i løpet av dempestrækningen. Overtrykket er differansen mellom det nødvendige og det tilgjengelige trykk.

En annen faktor som påvirker dempingen er sylindrens helling slik at lasta heves eller senkes under dempeslaget. Ved senking reduseres lasteevnen fordi sylindren må bremse tyngden av massen i tillegg til lastas bevegelsesenergi. Ved løft økes dempeevidnen fordi lastas tyngde arbeider i motsatt retning av bevegelsesenergien.



Figur 134 – Endedemping – Mecmans cylinderserie 206

For dimensjonering av sylindere utgir de enkelte fabrikanter egne tabeller som viser hvilke belastninger sylindrene klarer. Tabellen er et eksempel hentet fra Mecman og viser dempeegenskapene til sylindere i serie 206.

**Eksempel 24:**

Hvis den ytre lasten krever et arbeidstrykk på 10 MPa og anleggets trykkbegrensingsventil er innstilt på 16 MPa, så må sylindren foruten å dempe den bevegelige massen, også dempe et overtrykk på 6 MPa. Et høyt overtrykk innebærer med andre ord at en får mindre kraft til å dempe den maksimalt tillatte lastas bevegelse.

For å redusere belastningen på sylindren kan overtrykket reduseres ved at en benytter ytre hjelpemidler som for eksempel en posisjonsindikator. Indikatoren vil kjenne av stempelets posisjon like før dempestempelet entrer dempesylindren. Dermed kan systemtrykket reduseres slik at dempingen optimaliseres.



#### 4.8.1 Maksimal retardasjon

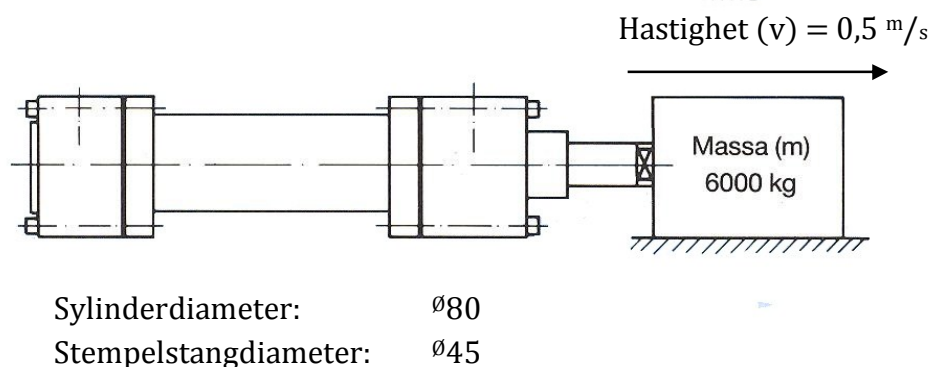
Kravet om en myk nedbremsing er årsaken til at endedemping blir anvendt. Retardasjonen som belaster sylindrens innfestinger, kan fastlegges ved å se på bremsestrekningens lengde og den maksimale hastighet sylindren er dimensjonert for.

Ved å benytte formelen  $r = \frac{v^2}{2 \cdot s_d}$ , der retardasjonen (r) framkommer av hastigheten (v) og bremsestrekningen ( $s_d$ ).

I praksis vil en aldri oppnå en jevn retardasjon – delvis på grunn av at det er ønskelig med en myk økning i dempetrykket på begynnelsen av bremsestrekningen. En bør derfor legge til omlag 40 til 50 % av den beregnede maksimale retardasjon.

#### 4.8.2 Beregning av dempeenergien

For å illustrere dempeforløpet, så anvender vi opplysningene fra Eksempel 23:



Figur 135 – Beregning av dempeenergien – eksempel

Friksjonskraften (ref.: eksempel side 121 der  $F = 8829$  N) er den eneste ytre kraften som virker på sylindren. Sylindrens stempelareal utgjør  $5026 \text{ mm}^2$ .

Drivtrykket blir da:

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{8829}{5026} = 1,8 \text{ MPa}$$

Det tilgjengelige systemtrykket er på 8 MPa, men sylindren må i tillegg til å bremse massen på 6000 kg, også bremse energien som genereres på grunn av en drivtrykkstigning ( $p_{\text{driv}}$ ) tilsvarende:

$$p_{\text{driv}} = 8 \text{ MPa} - 1,8 \text{ MPa} = 6,2 \text{ MPa}.$$

Ved å gå inn på dempetabellen finner vi at en sylinder med  $\varnothing 80$ mm og stempelstang  $\varnothing 45$ mm, kan dempe en last tilsvarende 6,6 tonn ved en drivtrykkstigning på 6,3 MPa. Sylindren er med andre ord tilfredsstillende i forhold til dempebelastningen.

For å illustrere hvordan endedempingen fungerer i dette tilfellet, så kan en beregne både kinetisk energi og energitilskuddet fra drivtrykkstigningen.

Kinetisk (bevegelses-) energi:  $E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{6000 \cdot 0,5^2}{2} = \underline{\underline{1 (750 \text{ Nm})}}$





Energitilskudd ( $E_p$ ) på grunn av trykkstigningen ved en dempestrekning ( $s_d$ ) på 32mm:

$$E_p = p_{driv} \cdot A_1 \cdot s_d = 6,2 \cdot 5027 \cdot 0,032 \approx 997 \text{ J (Nm)}$$

Den totale dempeenergien utgjør dermed 1747 J (Nm) (750 + 997) hvorav mer enn halvparten er forårsaket av den drivende kraften som følger av trykkstigningen.

Den maksimale retardasjonen ( $r$ ) blir:  $r = \frac{v^2}{2 \cdot s_d} = \frac{0,5^2}{2 \cdot 0,032} \approx 3,9 \text{ m/s}^2$

Med et påslag på 40 % finner en den maksimale retardasjonskraften  $F_r$  som belaster sylindrens innfesting:

$$F_r = 1,4m \cdot r = 1,4 \cdot 6000 \cdot 3,9 \approx 32812 \text{ N.}$$

Det vil si at retardasjonskraften er større enn den absolutt nødvendige kraften slik det er vist tidligere (28829 N) (Eksempel 23: side 121), men mindre enn den teoretisk tilgjengelige kraften (35186 N).

#### 4.9 Friksjonsforhold i sylindringen

Friksjonskreftene mellom stempelsettingen og cylinderrøret avhenger av arbeidstrykk, stempelhastighet, tverrkrefter, temperatur, overflateruhet og anvendt hydraulikkvæske.

Ettersom friksjon fører til varmetap, så er det ønskelig å holde denne så lavt som mulig. Friksjon fører også til krafttap – noe som er spesielt merkbart ved lave arbeidstrykk. Samtidig er stempelhastigheten av betydning for friksjonen ved at det opptrer kontaktfriksjon, grensesjiktsmøring og hydrodynamisk smøring.

Figur 136 gir en grafisk framstilling av friksjonsforholdene i sylindringen og forklares nærmere her:

- Kontaktfriksjon

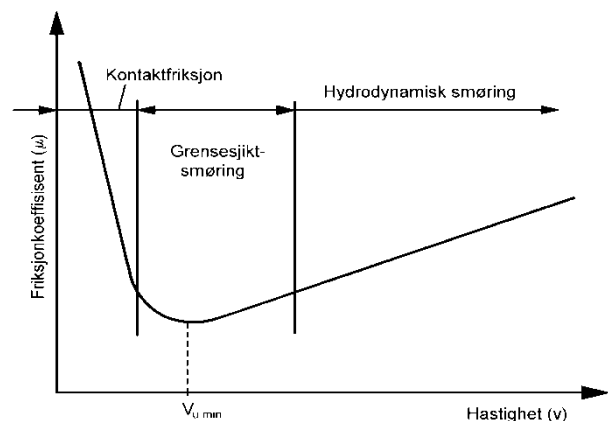
Kontaktfriksjon oppstår når stempel og cylinderrør kommer i direkte kontakt med hverandre. Dette skjer ved stillstand eller svært lave hastigheter når forspenningskreftene er store og hydraulikkvæsken presses bort fra glideflatene.

- Grensesjiktsmøring

Grensesjiktsmøring oppstår når stempelhastigheten er så høy at det begynner å dannes en smørefilm som er sterk nok til å skille de glidende delene fra hverandre

- Hydrodynamisk smøring

Hydrodynamisk smøring oppstår når hastigheten og smørefilmens løftekrefter er så store at det har dannet seg en ubrutt smørefilm mellom de glidende delene.



Figur 136 – Friksjonsforhold sylindringen

Ved oppbygging av kompaktsettinger

kan settingen utformes slik at omslaget fra kontaktfriksjon skjer ved lave hastigheter. En sier da at settingen – til tross for bruken av et mykt pakningsmateriale – har gode "stick/slip"-egenskaper.

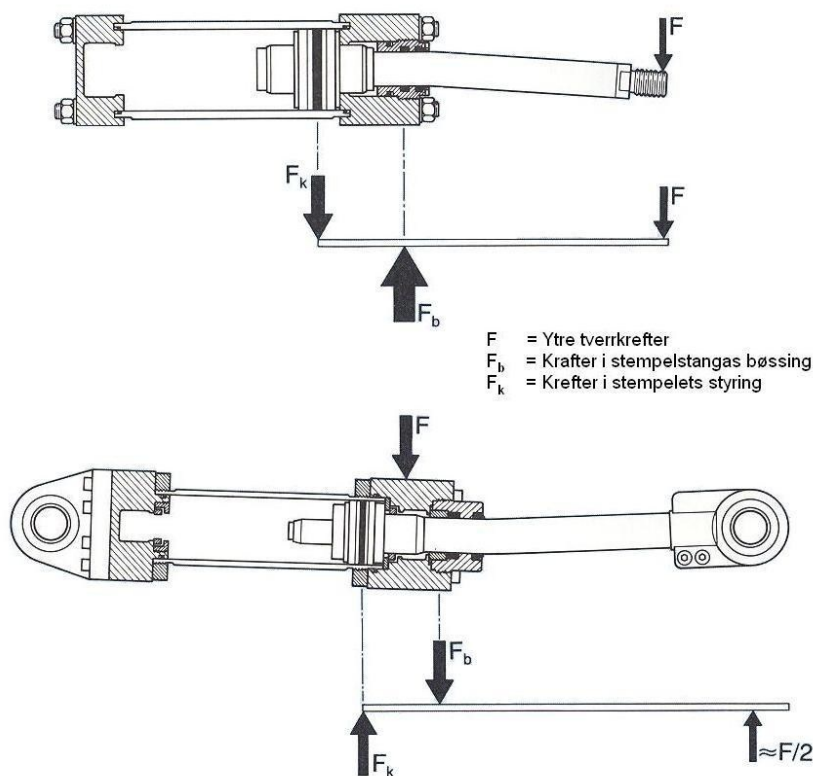


Som nevnt bør en tetting fungere også ved stillstand. Når stempelet står stille, vil kompakt-tettingen fungere på samme måte som en radielt sammentrykket O- ring og en oppnår dermed en god tetting. Under bevegelse er derimot kravet til tetthet mindre.

Dette beror på at en ut fra et smøreteknisk synspunkt ønsker en viss lekkasje over pakningen for å oppnå så lav friksjon som mulig samtidig som slitasjen reduseres.

#### 4.10 Tverrgående krefter

Alle sylindere har kun begrenset evne til å ta opp krefter som virker på tvers av cylinderen. Det er i hovedsak ytre påvirkninger som er årsak til tverrkrefter, men sylinderegens egenvekt – spesielt ved lange slaglengder og horisontal montering – kan være årsak til uheldige tverrkrefter.



Figur 137 – Tverrkraftenes innvirkning på stempelstanga

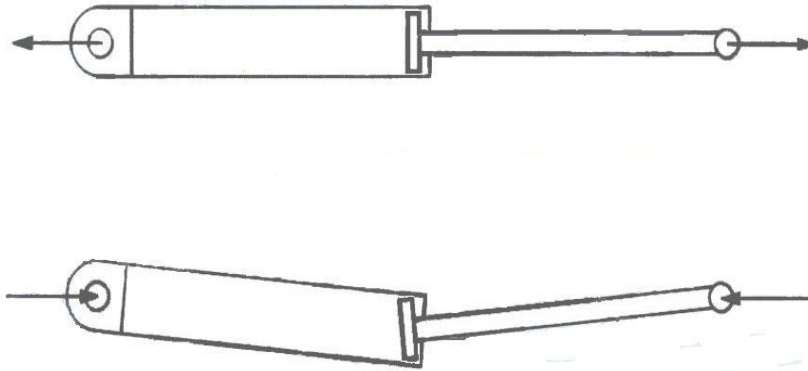
Tverrkraftene innvirker direkte på sylinderegens friksjon og levetidslengde. Selv små tverrkrefter vil være årsak til relativt store flatetrykk i lagerflatene både for selve stempelstyringen og i stempelstangstyringen i framgavlen. Her vil store på lagerflater og lang avstand mellom flatene være fordelaktig.

Hydrauliske sylindere er dimensjonert for å klare de tverrkrefter som normalt vil opptre i en sylindermontasje. Ved langeylinderkonstruksjoner kan sågar evnen til å ta opp tverrkrefter være ønskelig. Den vanligste måten å øke evnen til å ta opp tverrkrefter er derfor å velge en sylinder med forlenget slaglengde. En slaglengde større enn den som er nødvendig for å utføre arbeidet innebærer at avstanden mellom stempelet og stempelstangas føring øker. Kraftmomentet blir derved redusert slik at friksjon og slitasje i styringene blir mindre. For å hindre cylinderen i å gå ut over den ønskede slaglengde, kan det settes inn mekaniske stoppere, grensebrytere eller en distansehylse innvendig i cylinderen.



#### 4.10.1 Knekking og utbøying

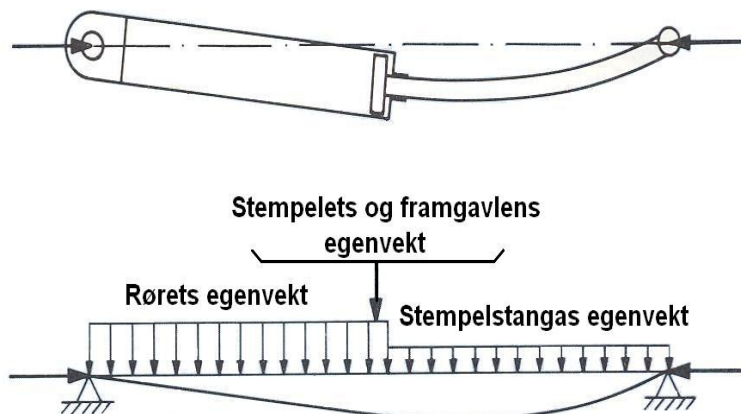
Hydrauliske sylindere utsettes for store aksialkrefter i forhold til sylindrens og stempelstangas tverrsnitt. På grunn av at kreftene vil angripe utenfor senterlinja i stempelstanga, vil sylindren komme til å få en viss utbøying når den påkjennes av trykkende krefter.



**Figur 139 – Knekking**

Trekkende og skyvende krefters virkning på sylindren

Selv stive stempelstenger kan knekke som en foldekniv hvis sylindren utsettes for en stor belastning i forhold til sylindrens lengde. Trykkende krefter fører også til økte flatetrykk og utbøying i stempelstangas føringer.



**Figur 138 – Bøyningskrefter**

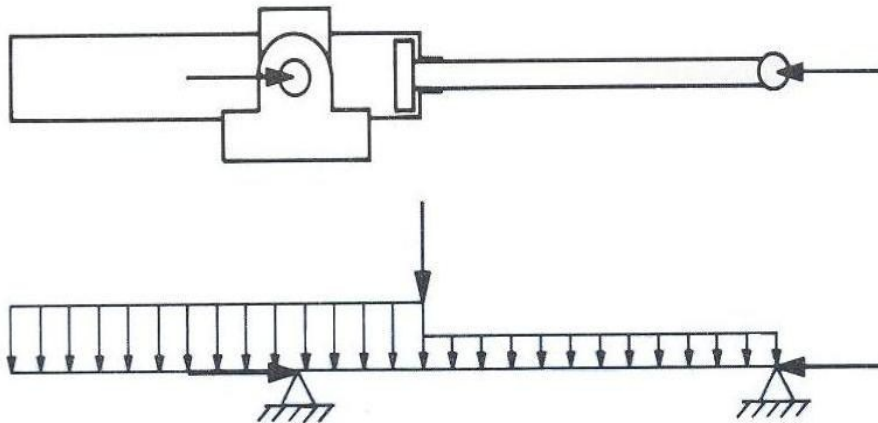
Belastningsbilde med momentdiagram for en horisontalt montert skyvende sylinder

Normalt er stempelstanga svakere enn selve cylinderrøret. Dette medfører at den største utbøyingen i sylindren skjer på grunn av glappet mellom stanga og føringen i framgavlen samt på grunn av stempelstangas elastisitet.

En sylinder utsettes med andre ord for sammensatte trykk- og bøyebelastninger. bøyebelastningene kommer delvis fra den aksialt trykkende kraften og delvis fra sylindrens egenvekt slik det er vist på Figur 138.



Ved en bestemt trykkraft (sylinderens knekkraft) vil sylinderens utbøying fortsette å øke uten begrensning. Vi sier at sylinderen knekker fordi dens elastisitetsmodul er overskredet. For å bedre knekkegenskapene, vil et midjefeste slik det er vist på Figur 140, være en egnet løsning. Midjefestet tillater en utbalansering av sylinder og stempelstang slik at sylinderens egne bøyekrefter reduseres eller fjernes helt.



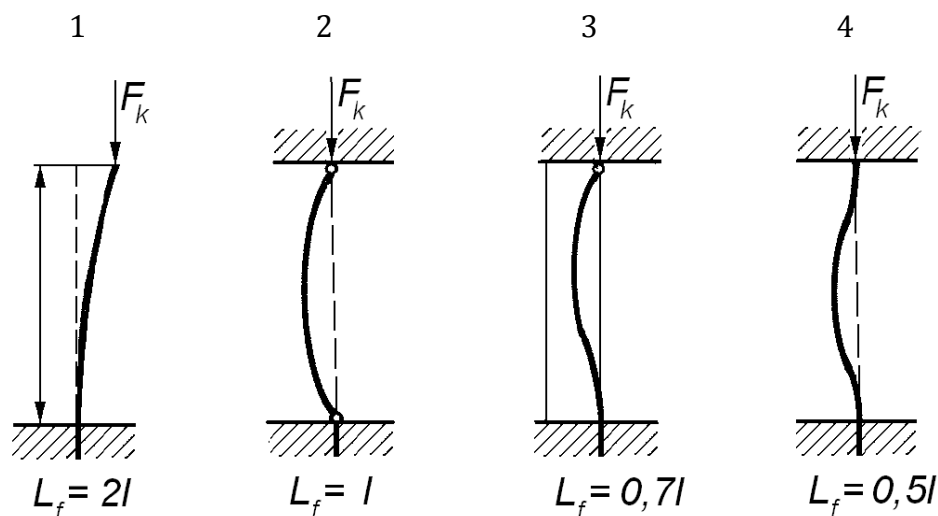
**Figur 140 – Bøyemomenter – midjefeste**

Balansert sylinder med midjefeste og tilhørende momentdiagram

Ved å anvende den elastiske linjens ekvasjon, kan sylinderens utbøying ved forskjellige trykkrefter beregnes. I Figur 142 vises både den beregnede og den faktisk målte utbøyingkurven for en sylinder (Mecman).

Knekkreftenes innvirkning vil være avhengig av hvordan de ytre kreftene virker på sylinderen og her er innfestingsmetoden (se Figur 141) av stor betydning.

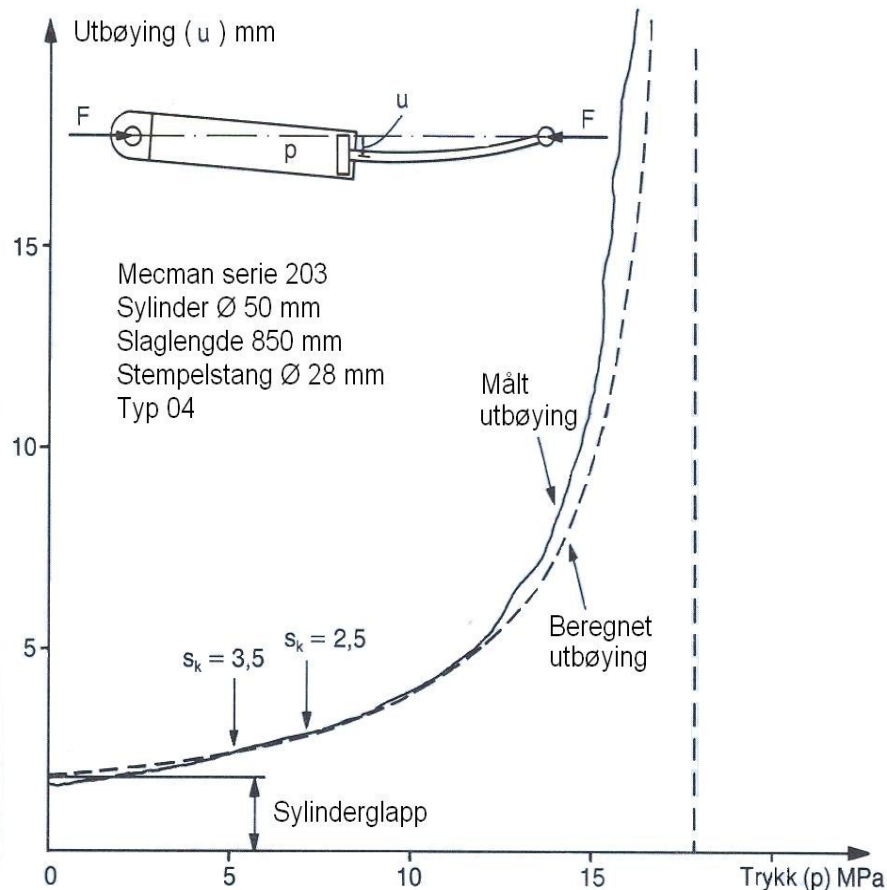
#### 4.10.2 Eulers knekkteori



**Figur 141 – Eulers innspenningsmetoder**



Knekkfastheten kan beregnes ved bruk av Eulers formel. Formelen benyttes i forhold til de fire forskjellige modi (se Figur 141) en innfesting kan gjøres på. De forskjellige innspenningene vist i Figur 141 kan også anvendes på sylindere. En innfesting av cylinderen med sfæriske lenklager i begge ender, vil tilsvare Eulers innspenningsmodus 2.



Figur 142 – Utbøying i en sylinder belastet med en skyvende kraft (Mecman)

Ved å innføre begrepet fri knekk lengde ( $l_f$ ), kan knekkkraften beregnes etter Euler ved å bruke følgende formel:

37

$$\text{Eulers formel: } F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_o}{l_f^2}$$

$F_k$	Knekkraft	N
$E$	Elastisitetsmodul	Pa
$I_o$	Treghetsmoment	$m^4$

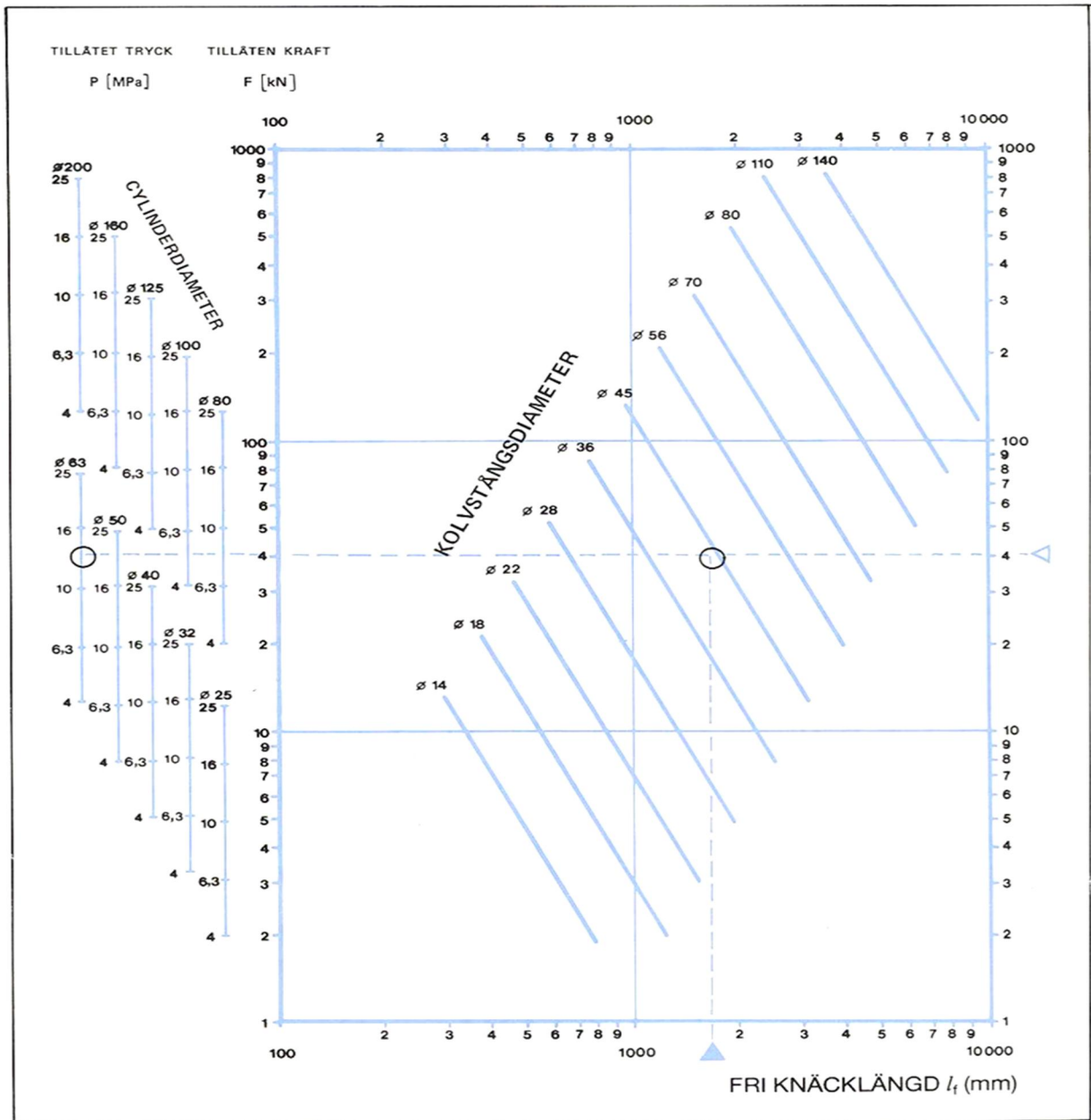


### 4.10.3 Praktisk anvendelse av Eulers formler på sylindere

Eulers knækningsfall	1		2		3		4	
Knæknings figur								
Infästning vid A	Fri		Länklagrad		Länklagrad		Fast inspänd	
Infästning vid B	Fast inspänd		Länklagrad		Fast inspänd		Fast inspänd	
Cylinder infästning								
Kolvstångs fäste			AR6	AR6	AR6	AR6		
Cylinder fäste	MF3	MF4	MT4	MP6	MF3	MF4	MF3	MF4
Fri knæklængd faktor $l/l$	2	1,5	1	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4

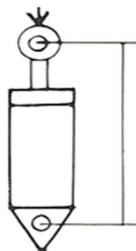
Figur 143 – Innspenning av sylindere og knekkbelasting etter Euler

(Mecman)



Infestningsdiagram för cylinder 206, vertikalt montage och tryckande kolvstång, maximalt tillåten kraft och fri knäcklängd.

**Exempel:**



$l = 2200$

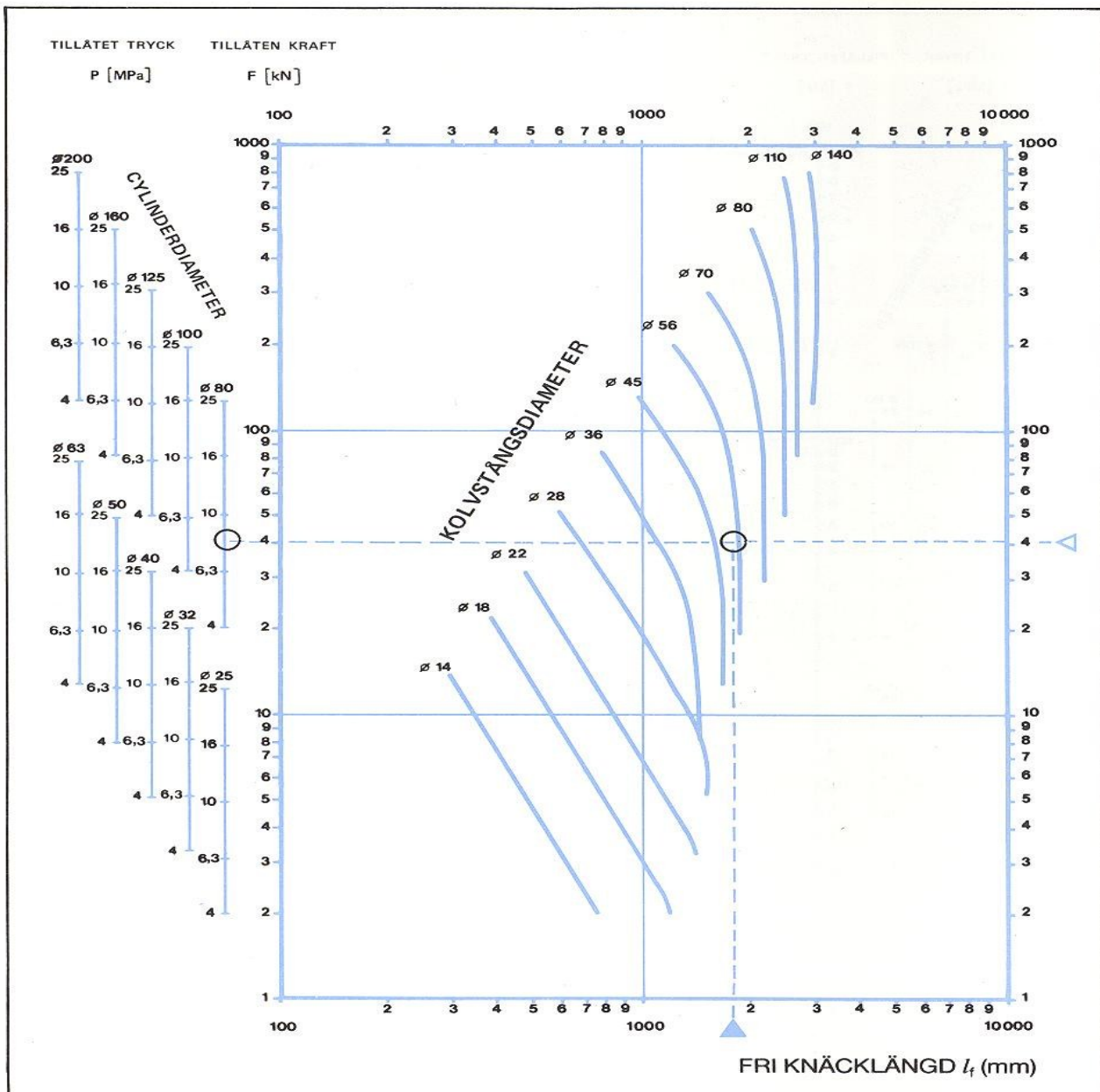
Givet: Tryckkraft = 40 kN  
 Max systemtryck = 16 MPa  
 Inbyggnadslängd  $l = 2200$   
 Fästen MP6 + AR6

Sökt: Kolvdiameter  
 Kolvstångsdiameter

Lösning: enligt tabell sid 38  
 $l_f = 0,8 \times l = 0,8 \times 2200 = 1760$  mm  
 Minsta kolvstångsdiameter är 45 mm  
 och minsta kolvdiameter är 63 mm

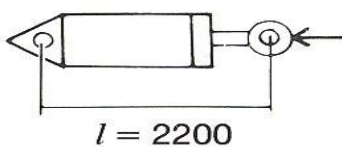
**Figur 144 – Infestningsdiagram for cylindere**

(Mecman – serie 206) Vertikal montering



*Infästningsdiagram för cylinder 206, horisontellt montage och tryckande kolvstång, maximalt tillåten kraft och fri knäcklängd.*

**Exempel:**



Givet: Tryckkraft = 40 kN  
 Max systemtryck = 16 MPa  
 Inbyggnadslängd  $l = 2200$   
 Fästen MP6 + AR6

Sökt: Kolv diameter  
 Kolvstångsdiameter

Lösning: enligt tabell sid 38  
 $l_f = 0,8 \times l = 0,8 \times 2200 = 1760$  mm  
 , Minsta kolvstångsdiameter är 56 mm  
 och minsta kolv diameter är 80 mm

**Figur 145 - Infästningsdiagram för cylindere**

(Mecman – serie 206) Horisontal monterig





Å beregne knekkraften for en sylinder er en komplisert sak ettersom sylinderen består av to elementer – sylinderrør og stempelstang. Røret er imidlertid normalt (4 til 10 ganger) stivere enn stempelstanga slik at en alltid vil være på den sikre siden hvis en bruker sylindrens totale lengde når en beregner knekkraften for stempelstanga.

For å bestemme om den valgte sylinder med tilhørende innfesting er tilfredsstillende med hensyn til levetidsslitasje og holdfasthet, må det tas hensyn til knekksikkerhet, bøyebelastninger i stempelstanga og de tverrkrefter sylinderen utsettes for. Det bør dessuten tas hensyn til at sylinderrør og stempelstang har ulik stivhet. Innfestingsdiagrammet på Figur 144 viser tillatte sylindrelengder og laster ved ulik innspenning av sylinderen, enten den er montert vertikalt eller horisontalt.

Diagrammet gjelder Mecmans sylinderserie 206. Verdiene tar utgangspunkt i at knekksikkerheten skal være minst på 3,5. Videre skal utmattingsholdfastheten være minst  $2 \times 10^6$  trykkvekslinger ved 16 MPa og slitasjelivslengden minst  $10^6$  dobbeltslag uten bytte av slideler.

## 4.11 Innfestingsmetoder

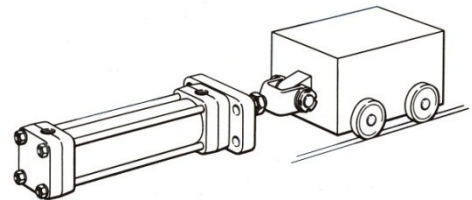
De kreftene sylinderen utvikler under arbeidsslaget, må tas opp av de brakettene som holder både sylinderen og stempelstanga fast til maskininstallasjonen. Sylindrens levetid og funksjonalitet er avhengig av at innfestingen er korrekt utført. Valget av festemetode påvirker nemlig både sylindrens innvendige krefter, tverrkreftene som virker på stempelstanga og faren for at det oppstår knekking. Ved å minimere uheldige faktorer, så vil sylindrens levetid kunne økes betraktelig.

### 4.11.1 Stiv innfesting

En stiv innfesting av sylinderen krever en svært stabil maskinkonstruksjon med en nøye oppretting av sylinderen. Metoden anvendes i hovedsak ved meget korte slaglengder når sylindrens stempelstang har en stabil styring. Samtidig må det være et visst glapp mellom stempelstang og føringen i gavlen for å unngå at det oppstår bend i opplagringen.

De faste innfestingene deles i to kategorier:

- Fester for overføring av krefter i sylindrens midtlinje
- Fester som overfører krefter utenfor sylindrens midtlinje



Figur 146 –Kraftoverføring i sylindrens midtlinje

I første kategori finnes det fester i form av forlengede trekkstenger samt flensfester. Festemetodene åpner for at sylinderen kan festes både i framgavl og bakgavl. For å minimere interne påkjenninger i sylinderen, er det en fordel å feste sylinderen i framgavlen når den er trekkende og i bakgavlen når sylinderen er skyvende. Det er imidlertid fordelaktig å feste lange sylindere i framgavlen for å begrense knekkelengden. Lange sylindere som er montert horisontalt, bør dessuten kompletteres med en ekstra støtte for å unngå nedbøyning av sylinderen som en følge av sylindrens egenvekt. Støtten bør utformes slik at den tillater lengdeendringer som følge av temperatur- og trykkforandringer i sylinderen.

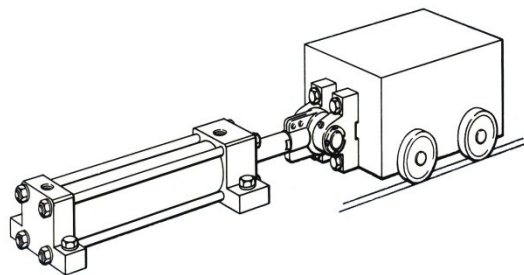
I den andre kategorien med innfesting slik at kreftene overføres utenfor sylindrens sentrumslinje, finnes det en rekke forskjellige labber for innfesting til underlaget. Et problem en ofte støter på med denne festetypen, er festeskruenes holdfasthet. En bør derfor kun anvende bolter med høy holdfasthet når sylinderen festes med labber.

En bedre løsning er å avlaste skruene for skjevbelastninger ved å anvende en kile eller sylindriske pinner i festene.



For å unngå utilsiktede spenninger i sylinderen på grunn av lengdeendringer som følge av indre spenninger eller temperaturendringer, er det bare den ene sylindergavl som skal festes til underlaget. Ved valg av innfesting kan en som hovedregel si at innfestingen foretas på

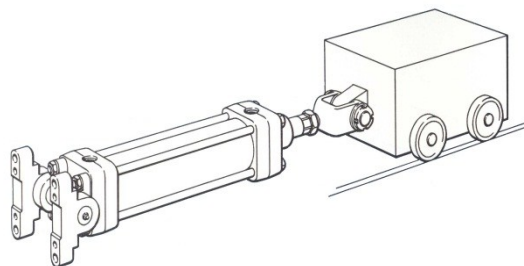
- sylinderens bakgavl skal sikres når lasten er trykkende
- sylinderens framgavl når lasten er trekkende



**Figur 147 –** Kraftene utenfor sylindere ns midtlinje

#### 4.11.2 Halvstive innfestinger

Fleksibel innfesting benyttes når en vil redusere kravene til oppretting. Metoden benyttes også i tilfelle der lasten beveger seg i en bue i forhold til sylindere ns senterlinje. Det finnes en rekke festebukker med opplagrede akseltapper og braketter som kan festes på bakgavlen eller tilsvarende midjefester for plassering på sylindere nrøret.

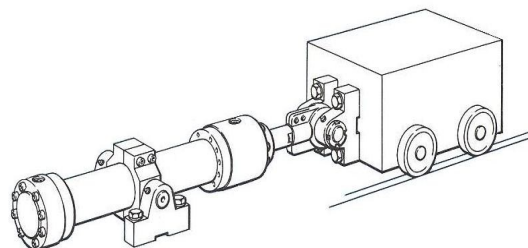


**Figur 148 –** Flexibel innfesting

Innfesting i et plan ved bruk av festeører, opplagret aksling og lagerbukk. Innfestingen tillater sylindere n å svinge opp og ned om lasten skulle bevege seg i en vertikal bue.

##### 4.11.2.1 Flexibilitet i et plan

Figur 148 viser innfesting av en sylinder der det er brukt festeører, aksling og lagerbukk. Denne innfestingen samt eksemplet på Figur 149, gir en halvstiv innfesting. Det vil si at sylindere n kan svinge i bare et plan.



**Figur 149 –** Flexibilitet i et plan

Bruk av midjefeste og lagerbukker

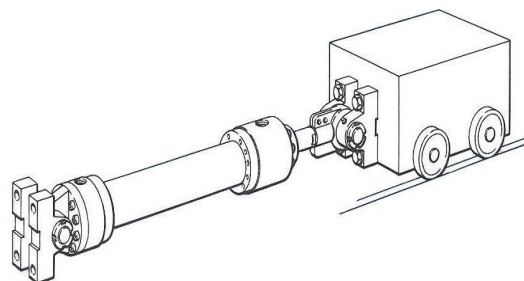
##### 4.11.2.2 Flexibilitet i et plan

Midjefeste, aksling og lagerbukk.

Bruk av akseltapper og lagerbukker for innfesting av sylindere tillater sylindere n å bevege seg i et plan. For å unngå skjevbelastninger på sylindere n må innfestingen være nøyaktig da innfestingen fortsatt er stiv i det planet som ligger 90° på opplagringen.

##### 4.11.2.3 Flexibilitet i to plan

De vanligste metodene for å oppnå full fleksibel innfesting er å benytte opplagring med sfæriske lagre. Bruk av sfæriske lagre gir i prinsippet full frihet i alle plan og fjerner behovet for en nøyaktig innfesting av sylindere n til maskinkonstruksjonen samtidig som de gir god stabilitet i sylindere ns arbeidsslag.



**Figur 150 –** Flexibilitet i to plan

Sylindere n er innfestet ved hjelp av lagerbukker med akslinger påmontert sfæriske lagre for fri bevegelse i alle plan.



## 4.12 Pakninger og styringer

### 4.12.1 Kvalitetskrav til pakningene

Pakningene er avgjørende for sylindere med hensyn til funksjon, sikkerhet og miljø. Valg av pakninger er derfor av stor betydning, selv om de utgjør en liten andel av sylinderens totale kostnad.

De krav som stilles til pakningene er ofte av motstridende art. det kreves at pakningene skal tette både ved normale og lave arbeidstrykk og ved trykløshet. Samtidig skal friksjonstapene være så lave som mulig og de skal tåle alle vanlige hydraulikkvæsker innenfor et temperaturområde som svinger fra  $-30$  til  $+80^{\circ}\text{C}$ .

For å oppfylle alle krav, benyttes det kombinasjoner av statiske og dynamiske pakninger. statiske pakningene tetter mellom de stillestående sylinderelementene som sylinderrør og gavl, mellom stempelstang og stangføring i framgavlen samt mellom stempel og stempelstang. Dynamiske pakninger benyttes for tetting mellom de bevegelige delene som stempel og sylinderrør samt mellom stempelstang og stangføringa i framgavlen.

### 4.12.2 Tillatte flatetrykk i stempel- og stempelstangstyringer

Styringsmaterialer	Tillatte flatetrykk (MPa)
Bronse	6
Støpejern	10
Polyamid og acetalplast	10
PTFE	1
Fiberarmert fenolplast	30

Tabell 3 – Styringsmaterialer og tillatte flatetrykk

### 4.12.3 Pakningsmaterialer

Pakningsmaterialet er avgjørende for pakningens funksjon, driftssikkerhet og levetid. Ofte er valg av materiale viktigere enn selve pakningens utforming og som oftest er pakningen laget av et elastisk materiale.

#### ➤ Nitrilgummi

Nitrilgummi er blant de vanligst forekommende materialene. Gummien har stor elastisitet, med holdfasthet og slitestyrke innenfor et temperaturområde på  $-30$  til  $+90^{\circ}\text{C}$ . spesialblandinger kan dessuten benyttes helt ned til  $-55^{\circ}\text{C}$ . Nitrilgummiens oljebestandighet er god og den kan også anvendes sammen med brannsikre hydraulikkvæsker av HFA-, HFB-, og HFC- type.

#### ➤ Fluorgummi

Pakningsmaterialer laget på fluorgummibasis er mest kjent under handelsnavnet Viton som produseres av DuPont. Materialet benyttes ved høyere driftstemperaturer over  $+100^{\circ}\text{C}$ . varmebestandigheten er god helt opp til  $+200^{\circ}\text{C}$ , men det må påpekes at aldringshastigheten øker med økende temperatur.

Selv om aldringsbestandigheten er relativt god, så er både holdfasthet og slitestyrke begrenset når temperaturen overstiger  $100^{\circ}\text{C}$ . Kuldeegenskapene er imidlertid dårligere enn de er for nitrilgummi slik at anbefalt temperaturområde avgrenses fra  $-20$  til  $+150^{\circ}\text{C}$ .



Oljebestandigheten er bedre enn for andre gummityper. Viton kan også anvendes sammen med tungt brennbare væsker som klorert karbonmonoksid og fosfatestere (HFD- væsker med unntak av Skydrol).)

#### ➤ **Polyuretan**

Polyuretan fremstilles i både støpt og plastisk form. Materialet utmerker seg med meget gode mekaniske egenskaper og med god brudd- og rivingsfasthet samtidig som det har bedre sliteegenskaper enn andre gummityper.

Temperaturområdet for gode kvaliteter er – 30 til + 90°C. oljebestandigheten er god, men pakningene kan ikke anvendes sammen med vannholdige væsker ved temperaturer over 50°C på grunn av hydrolysefølsomhet som fører til nedbryting av materialet slik at pakningene blir sprø.

#### ➤ **Termoplastisk polyester – Hytrel**

Hytrel er veldig likt polyuretan. Materialet anvendes i hovedsak i foringer og støttinger for O- ringer slik at en kan unngå ekstrudering gjennom store spalteåpninger. Elastisiteten og evnen til å gjenvinne elastiske egenskaper er imidlertid dårligere enn for polyuretan. Hytrel har derfor et begrenset anvendelsesområde som pakningsmateriale. Bestandigheten mot oljer og estere er likevel god og pakningene kan anvendes opp til +120°C.

#### ➤ **Polyamid (PA) og Acetalplast (POM)**

Polyamid og Acetalplast er kanskje bedre kjent under betegnelsene Nylon og Delrin. Begge materialene har gode glideegenskaper og anvendes ofte i stempelstyringer.

Begge typene er bestandige mot normale hydraulikkvæsker i temperaturområdet fra – 30 til + 90°C for polyamid og fra – 40 til + 100°C for acetalplast.

#### ➤ **PTFE (Polytetrafluoretylen)**

PTFE kalles også Teflon. Overflaten er voksaktig og støter fra seg nær sagt alle slags væsker. Friksjonskoeffisienten er ekstremt lav – lavere enn for noen andre faste materialer – og de kjemiske og termiske egenskapene er meget gode.

Begrensingen ligger i holdfastheten. Materialet deformeres plastisk og kaldflyter ved belastning. Egenskapene kan forbedres ved tilsetning av ulike fyllmaterialer som grafitt, glass, karbon eller bronse.

Tilsetningsmaterialene er med på å bedre pakningsmaterialets sliteegenskaper, men dette går på bekostning av økende friksjon og større innvendig slitasje på sylindervegg og stempelstang.

De termiske egenskapene i PTFE er gode – temperaturområde ligger mellom – 160 til + 250°C. PTFE er ikke brennbart, men røykere skal ta hygieniske forholdsregler da stoffet avgir giftige forbindelser ved temperaturer overstiger 300°C.

#### ➤ **Fiberarmert fenolplast**

Fenolplast er en hardplast som anvendes i styringer. Plasten armeres med finmasket bomullsduk. Fibere av bomullsduken vil ligge åpent helt ute i overflata på plasten. Dette gir materialet visse selvsørende egenskaper.



### 4.13 Pakningstyper

Oppbyggingen av en tetting vil alltid utgjøre et kompromiss i forhold til de krav som stilles til en god tetting. Valg av pakningstype vil derfor være avhengig av den filosofi som legges til grunn for de ulike konstruksjoner. Grunnlaget for valg av tettingsmetode ligger i de krav som stilles til gode pakninger:

Pakningskroppens forspenning er en forutsetning for at pakningen skal tette ved lave trykk

Pakningene arbeider i en vekslende tilstand mellom forspenning, pakningsleppenes form og smørefilmens tykkelse. En høy forspenning og skarpe pakningslepper fører til at smørefilm blir relativt tynn og vice versa.

Lange pakningslepper er svakere og dermed mindre egnet for høye trykk. Dette forholdet kan imidlertid til en viss grad motvirkes av å velge et stivere pakningsmateriale

Ved høye hastigheter vil det oppstå en lekkasje av væske på grunn av avtagende tetting mellom stempel og sylindervegg. Dette kan motvirkes ved at pakningsleppene gis en større forspenning.

#### 4.13.1 Statiske tettinger

Den vanligste statiske pakningen er en O- ring. Den monteres i et tilpasset styrespor, men suppleres med støtteringer for å forebygge ekstrudering av O- ringen.

#### 4.13.2 Tettinger for udelte stempel

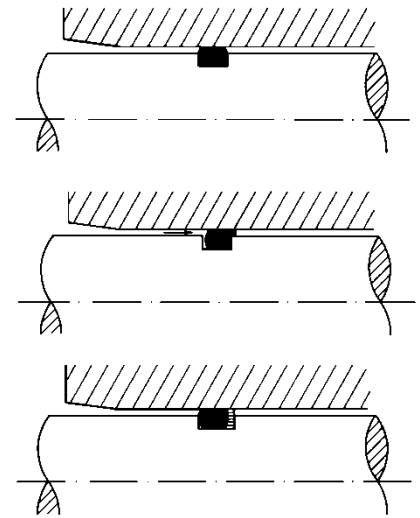
Tettinger for udelte stempler (kompaktstempeltettinger) bygges opp av pakninger som skal ivareta forskjellige oppgaver.

Tettingen består gjerne av en pakning supplert med støtte- og styreringer. Vanligvis bygges tettingen opp som en dobbeltvirkende stempeltetting.

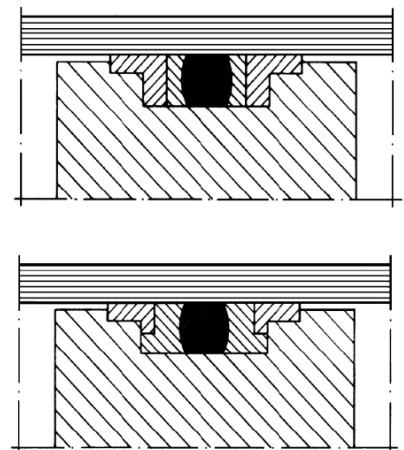
Her vil ulike produsenter ha en noe forskjellig utforming av tettingen, men hovedtrekkene vil i stor grad være likeverdige.

Kompakttettinger monteres oftest på udelte stempler. Selve pakningen lages gjerne av nitrilgummi, men ved høye temperaturer eller ved anvendelse av brannhemmende væsker, benyttes Viton. Støtteringene – ekstruderingshinderet som omgir pakningen – lages gjerne av Hytrel. Ytterst i tettingen monteres styreringer laget av polyamid eller acetalplast.

Styreringenes oppgave er å ta opp tverrkrefter som virker på stempel og sylinder. I spesielt vanskelige driftstilfeller kan styreringene lages av fiberarmert fenolplast.



Figur 151 – O- ring pakning



Figur 152 – Kompaktstempeltettinger

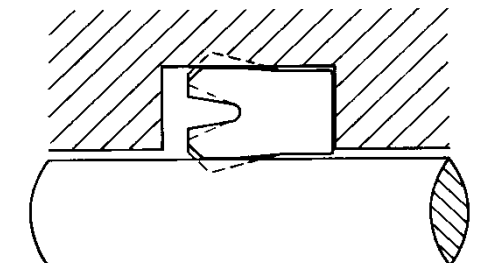


### ➤ U- mansjetter

U- mansjettene er leppepakninger der pakningsleppene er elastiske, men gir et visst mekanisk press mot tettingsflatene. Det mekaniske presset mot tettingsflatene forsterkes av arbeidstrykket slik at tettingskreftene øker med økende arbeidstrykk.

Mansjettene lages i hovedsak av polyuretan som har gode sliteegenskaper. Dette tillater skarpe pakningslepper og store spesifikke trykk mot pakningseggen. Dette gir gode tettingsegenskaper, men det må likevel tillates en viss væske-transport forbi mansjetten for å unngå friksjon og unødvendig slitasje på glideflatene.

Anvendelsesområdet er i hovedsak som stempelstangstettinger der de monteres i styrespor. Ved små diametere og lav seksjonshøyde kan de monteres uten eget styrespor.



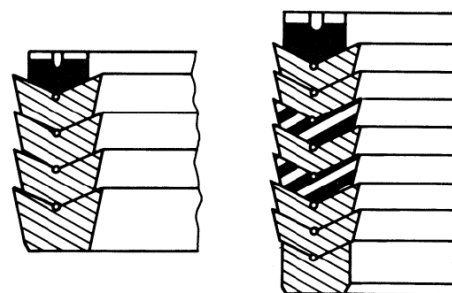
Figur 153 – U- mansjett

### ➤ V- mansjetter

På samme måte som U- mansjettene er V- mansjetten en leppepakning. Tettingen består av flere mansjetter som monteres mot en støtting. For å holde presset på mansjettene utstyres de med en spennring som bidrar til å øke pakningsleppenes forspenning. V- mansjettene lages gjerne av fiberarmert gummi, men det forekommer varianter laget av uarmert gummi.

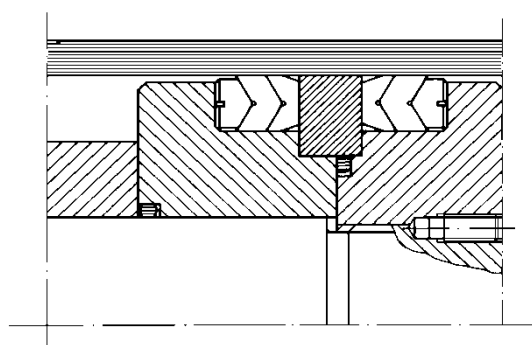
Tettingssatser av V- mansjetter brukes både som stempel- og stempelstangpakninger. På stempeltenger benyttes tre til fem V- mansjetter, mens det på stempler ofte er bare en mansjett. Ettersom mansjetten er enkeltvirkende, benyttes to mansjetter som vendes fra hverandre når de benyttes på stempler i dobbeltvirkende sylindere.

Oppbyggingen av tettingssatser med V- mansjetter tillater at pakningsleppene utformes med skarpe egger. Samtidig gir bruken av fiberarmert gummi en viss selvsmørende effekt som reduserer den mekaniske slitasjen på glideflatene. Bruken av flere mansjetter etter hverandre bidrar også til at væskelekkasjen langs stempelstanga blir svært liten. Bruken av flere mansjetter forebygger også totalhavari ved at tettingen fungerer selv om en av mansjettene har fått en skade. Ulempen med V- mansjetter er at det relativt høye forspenningstrykket gir økt friksjon. Ved lave hastigheter kan dette gi stick/slip effekter.



Figur 154 – V- mansjetter

Pakningene består av henholdsvis fiberarmert gummi og en kombinasjon av fiberarmert og uarmert gummi



Figur 155 – V- mansjetter

Mansjetter montert på et delt stempel

### 4.13.3 Glidehylsetettinger

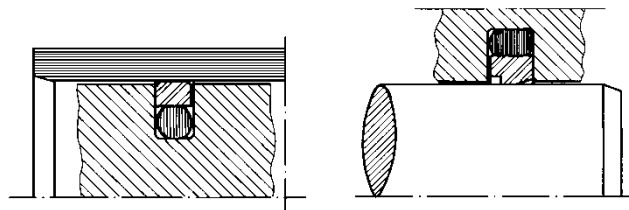
Denne tettingstypen brukes når det stilles krav om lav friksjon og minimale stick/slip effekter. Den benevnes derfor som en lavfriksjonspakning. Tettingen består av en glidehylse av PTFE og en O- ring. O- ringen benyttes for å oppnå den nødvendige forspenning av pakningen ettersom PTFE så godt som mangler elastisitet.



Bruken av glidehylser gir i de fleste tilfelle en økt væsketransport i forhold til andre pakningstyper. Glidehylsene kombineres derfor ofte med andre tettinger der pakningseleppene gis spesiell utforming slik som på stempelstangtettinger, for å unngå lekkasjer fra sylindere.

Pakningstypen utmerker seg imidlertid med sin lave friksjon der det ikke er forskjell på

hvilende og glidende friksjon. Anvendelsesområdet er innenfor industrihydraulikk og ser-vohydraulikk der det stilles krav til rykkfri gange og lav friksjon.



Figur 156 – Glidehylsetetting for stempel og stempelstang

#### 4.13.4 Avstrykere

Avstrykerne har en viktig funksjon ved at den skal hindre forurensninger i å trenge inn i sylindere langs stempelstanga. Ytre forurensninger er potensielle skadekilder som kan forårsake rask nedbryting av sylindere tettinger.

Støv og sand kan være skarpe slipe- midler som raskt ødelegger en god tetting og fører til eksterne lekkasjer. Samtidig vil forurensninger føre til økt slitasje på glideflatene med medfølgende kostbar utskifting av stempels- tenger og lignende.

Avstrykeren bør ha ei kraftig, men følsom leppe. Polyuretan er et mye anvendt materiale i avstrykere på grunn av materialets gode mekaniske egenskaper i forhold til slitasje og holdfasthet.

På grunn av at avstrykeren har en viss forspenning rundt stempelstanga, vil den medføre et visst friksjonstap. De skarpe leppene på avstrykeren fjerner også smørefilmen som har fulgt med stempelstanga ut gjennom stempelstangas pakningssats. En god avstryker vil dermed gi en tidlig indikasjon på en begynnende lekkasje langs stempelstanga. Det kan også benyttes dobbeltvirkende avstrykere i de tilfelle stempelstangas tettingssats tillater at hydraulikkvæske transporteres fram og tilbake gjennom tettingen.

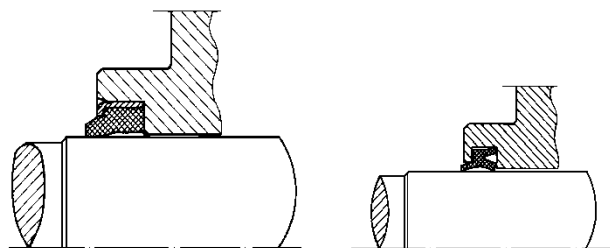
Innspenningen av avstrykeren skjer enten ved at avstrykeren er vulkanisert til en stårling som monteres i en presspasning eller ved at den monteres i et styrespor i gavlen.

#### 4.13.5 Stempel- og stempelstangstyringer

Med utviklingen av nye plasttyper, så blir det stadig vanligere å lage stempel- og stempelstangstyringer i plast. Separate styringer finnes også i andre materialer som fylt PTFE og fiberarmert fenolplast.

. I motsetning til metalliske styringer som har liten plastisk deformeringssevne og flatetryk- kene dermed kan bli ekstremt store, så kan styringer av plast belastes med relativt høye flatetrykk. Her skjer deformingene plastisk og en dermed unngår avgrensede kontaktpunkter og konsentrerte flatetrykk. Dette er av betydning ved lave hastigheter der smørefilmens bæreevne er redusert og glideflatene lett kan skades av forurensninger.

Fortsatt nyttes styringer av metall, og da er det bronse- og støpejernstyringer som er rådende.



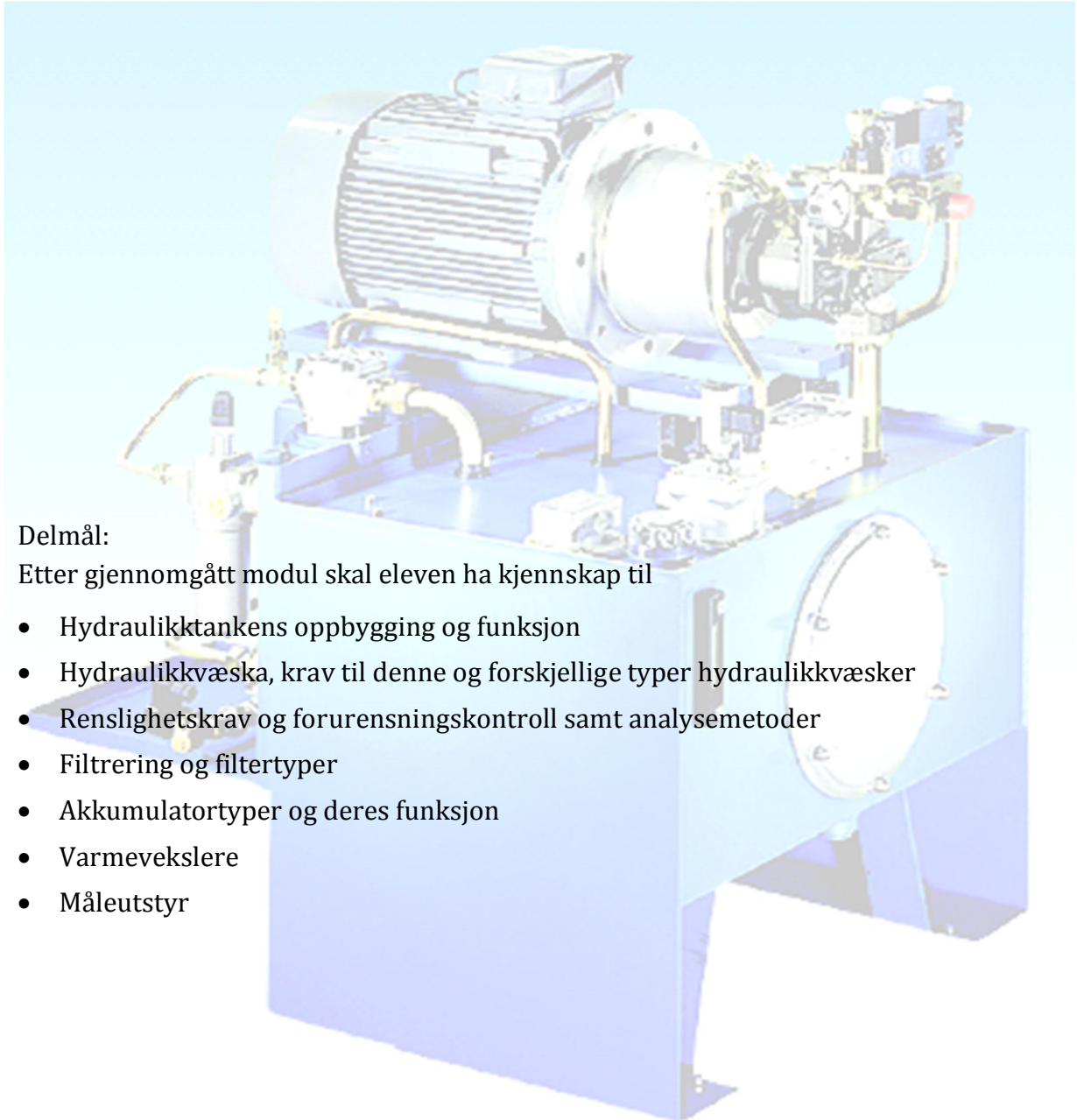
Figur 157 – Avstrykere montert i framgavlen







## 5 Systemkomponenter



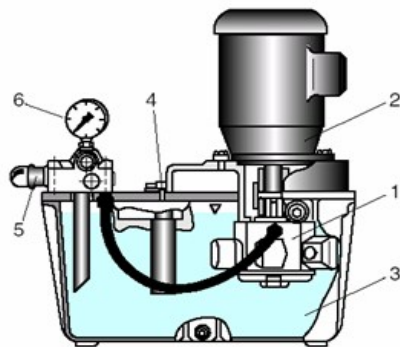
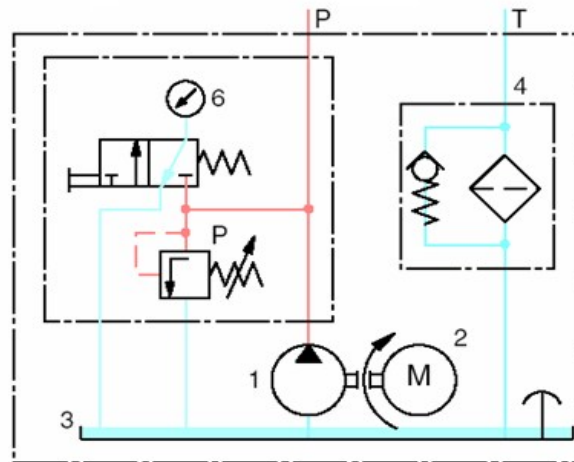
Delmål:

Etter gjennomgått modul skal eleven ha kjennskap til

- Hydraulikk tankens oppbygging og funksjon
- Hydraulikkvæska, krav til denne og forskjellige typer hydraulikkvæsker
- Renslighetskrav og forurensningskontroll samt analysemetoder
- Filtrering og filtertyper
- Akkumulatortyper og deres funksjon
- Varmevekslere
- Måleutstyr



## 5.1 Hydraulikkaggregatet



- 1 Hydraulikkpumpe
- 2 Motor
- 3 Hydraulikktank
- 4 Returfilter med by pass-ventil
- 5 Sjekkventil for systemtrykk
- 6 Manometer

Figur 158 – Hydraulikkaggregatet med tilhørende komponenter

## 5.2 Hydraulikktanken

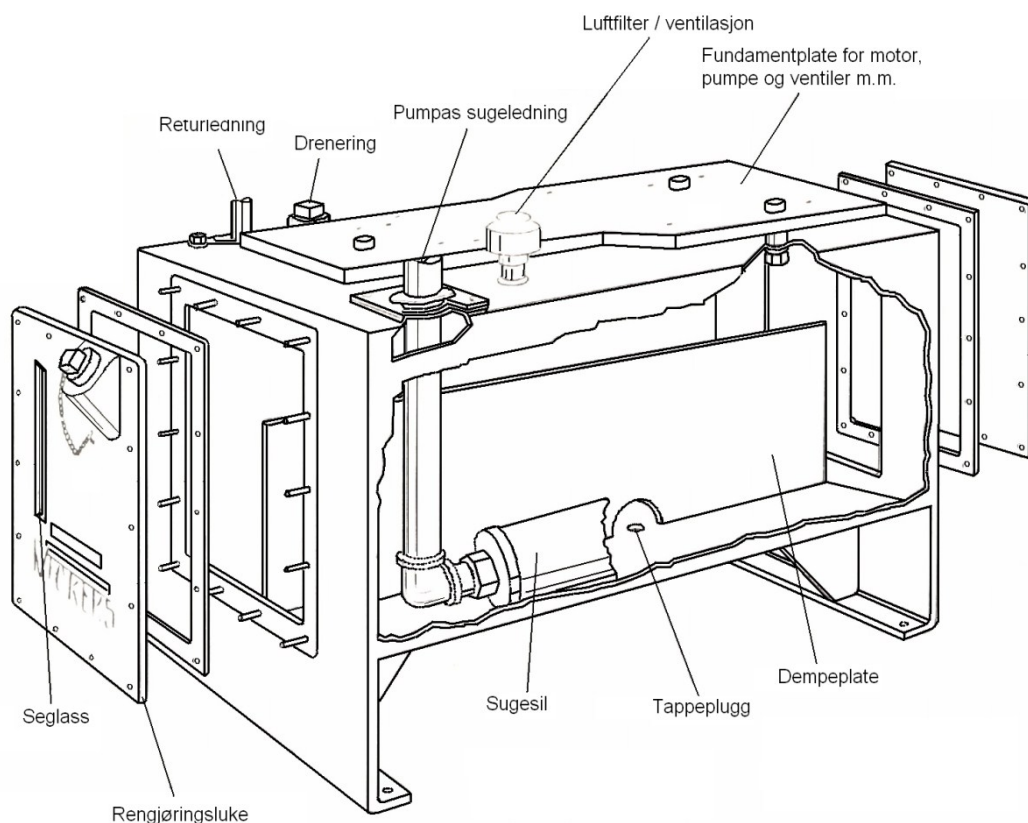
Hydraulikktanken er nest etter hydraulikkvæska en av de viktigere komponentene i hydraulikkanlegget. Tankens fremste oppgave er naturligvis å lagre systemets hydraulikkvæske, men en velkonstruert tank skal også ivareta en rekke andre oppgaver.

Tanken skal for eksempel

- sørge for utskilling av forurensninger i hydraulikkvæska slik at urenheterne ikke suges inn i pumpa
- avlede varme fra hydraulikkvæska slik at temperaturen ikke blir for høy
- hindre skumdannelse samt skille ut luft fra væska
- fungere som en plattform for montering av nødvendig utstyr

### 5.2.1 Hydraulikk tankens oppbygging

En hydraulikk tank som fyller de grunnleggende kravene, er bygd av helsveiste, kaldvalsede stålplater. Gavlene er forlenget nedover slik at tanken står fri av underlaget og det er god atkomst til dreneringspluggen. De senkede gavlene har også boltehull for feste til underlaget. Store avtakbare luker er plassert i hver gavl slik at det er lett å komme til for innvendig rengjøring. Den ene luken er påmontert en fyllestuss med tilhørende plugg festet i en kjede, samt et seglass for kontroll av nivået til hydraulikkvæska.



**Figur 159 – Hydraulikk tankens oppbygging**

Tanken må monteres slik at luka med seglasset får en iøynefallende og lett tilgjengelig plassering for å lette den daglige kontrollen med væsknivået og fyllestussen skal ha en finmasket sil som hindrer forurensninger i å komme inn i tanken når tanken etterfylles.

I senter av tanken plasseres det en langsgående plate. Plata skal skille pumpas sugeledning fra returledningens utløp for å gi en rolig sirkulasjon av væska inne i tanken. Derved gis eventuelle forurensninger mulighet til å synke til bunns samtidig som luft i returvæska får anledning til å flyte opp til overflata. Platas plassering bidrar dessuten til å jevne ut temperaturen i væska. Høyden bør være om lag 2/3 av væskedyden i tanken.

Tanken ventileres til fri luft gjennom et luftfilter som i tillegg til å ventilere tanken også holder luften fri for forurensninger. Filteret må ha en dimensjonering som tillater tanken å puste slik at det ikke oppstår trykkendringer i tanken.

Både pumpe- og returledning er montert på flenser slik at det er lett å demontere ledningene for rengjøring av innsugingssilen. Ledningene er montert så dypt at det ikke er fare for skumming fra returledningen eller for at det kommer luft inn i sugeledningen til pumpa.



Ledningene bør likevel monteres minst to rørdiametre over tankbunnen, og ledningenes endestusser skal være skrått avskåret.

Størrelsen på tanken må være tilstrekkelig til å romme all væske som måtte finnes i systemet. Det er flere faktorer som spiller inn for valg av størrelse, men den må være minst det dobbelte av pumpekapasiteten regnet i liter per minutt. Likeledes skal det være et fritt volum på minst en firedel av totalvolumet over det høyest mulige væsknivået.

Innvendig males tanken med oljebestandig farge for å beskytte mot korrosjon på grunn av kondensert vann. Maling må ha en sammensetning som er motstandsdyktig mot kjemikalier slik at malingen ikke løses opp og dras inn i anlegget.

Ettersom alle forurensninger vil avsette seg i tanken, er det meget viktig at tanken rengjøres og kontrolleres. Både tanke og hydraulikksystemet for øvrig må derfor tømmes og rengjøres med jevne mellomrom.

Etter grundig rengjøring fylles tanken til foreskrevet nivå med ny, ren hydraulikkvæske som tilfredsstiller de foreskrevne krav. Etter fylling må systemet luftes. Lufteventiler plassert på viktige steder i anlegget er her av stor betydning for å sikre et driftsforløp uten forstyrrelser. Etter gjennomført utlufting kontrolleres væsknivået og væske etterfylles ved behov.

## 5.3 Hydraulikkvæska

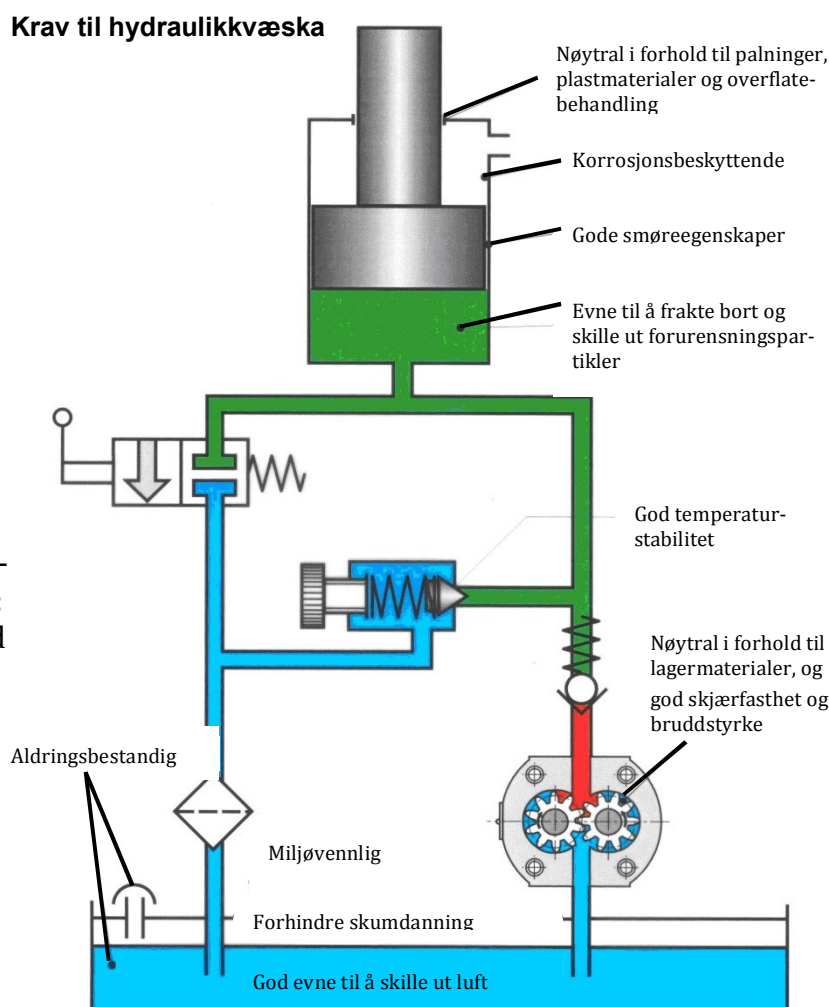
### 5.3.1 Generelt om hydraulikkvæska

Hydraulikkvæska er den desidert viktigste komponenten i et hydraulikkanlegg. Væska har som oppgave å

- overføre energi fra pumpe til arbeidselement
- smøre bevegelige deler
- transportere varme fra varmekilde til varmeveksler
- fungere som tettingsmedium mellom bevegelige deler

Hvis hydraulikkvæska svikter på et eller flere av disse feltene, vil det føre til at anlegget ikke fungerer som tiltenkt, eller enda verre: plutselige driftsforstyrrelser med kostbar nedetid som et resultat.

Bortsett fra menneskelig svikt, så er forurensning av hydraulikkvæska den vanligste årsaken til driftsforstyrrelser. Forurensning kan opptre i form av faste partikler, vann, luft eller reaktive kjemikalier. Uansett vil alle avvik influere på de andre egenskapene til væska.



Figur 160 – Hydraulikkvæskas egenskaper



Kravene som stilles til hydraulikkvæska medfører at den må ha en rekke egenskaper slik det er illustrert på Figur 160. Økende bruk av hydraulikk under stadig mer ekstreme forhold medfører også at det stadig stilles nye krav til hydraulikkvæska. Hydraulikkvæskas karakteregenskaper utgjør således en viktig del i forhold til et anleggs effektivitet og levetid.

### 5.3.2 Krav til hydraulikkvæska

Bruken av en ren, høykvalitets hydraulikkvæske er en nødvendighet for å oppnå en effektiv styring og bruk av hydraulikkanlegget. Mens det tidligere ble brukt tilsetninger av vann i hydraulikkvæska, så er dette mindre aktuelt i dag på grunn av de begrensinger vannbaserte hydraulikkvæsker medfører. Disse begrensingene er gjerne

- Væska relativt høye frysepunkt (Vann fryser ved 0°C ved atmosfæretrykk)
- Væskas tendens til å utvide seg i frossen tilstand (Fare for sprenging av røret)
- Væskas korrosive natur
- Væskas dårlige smøreegenskaper
- Væskas tendens til å ta opp gass (oksygen) ved økende trykk, hvilket vil føre til kavitasjon og groperosjon i komponenter der det oppstår trykkfall.

Begrensingene i vannbaserte hydraulikkvæsker har gjort det nødvendig å komponere spesielle væsker egnet for bruk i hydrauliske anlegg. Væskene blandes for bestemte bruksområder, men i hovedsak er det fire hovedtyper:

- Petroleumbaserte væsker er de vanligste væskene og brukes over alt der det ikke er nødvendig med spesiell brannsikkerhet.
- Vann / glykol- baserte væsker der det stilles krav til brannsikkerhet.
- Syntetiske væsker der det er krav til brannsikkerhet og motstand mot elektrisk strømgjennomgang.
- Miljøvennlige væsker som vil forårsake et minimum av forurensning til omliggende miljø ved eventuelle lekkasjer eller spill av væske.

Slik det er fremsatt tidligere, så skal hydraulikkvæska ivareta fire viktige funksjoner som energioverføring, bortledning av varme, intern smøring av komponenter og som tettingsmedium mellom deler i bevegelse. For å klare dette må hydraulikkvæska:

Ha en ideell viskositet <sup>17</sup>	Ha en lav tetthet
Ha god smøreevne	Ikke være giftig
Ha et lavt gassopptak slik at gass ikke frigjøres i anlegget ved trykkfall	Være motstandsdyktig mot skumming
Inneha gode egenskaper mot komprimering	Være miljømessig og kjemisk stabil
Ha gode varmetransportegenskaper	Være resistent mot antenning
Være lett å anskaffe	Ha god kosteffektivitet

Å oppfylle alle disse kravene i en væske er umulig. Det blir derfor nødvendig å finne fram til væsker som tilfredsstillende egenskaper som ligger nærmest opp til de krav som stilles for det enkelte anlegg når en skal velge hva slags hydraulikkvæske en vil bruke.

<sup>17</sup> Hydraulikkvæsker har normalt en viskositet som ligger mellom 30 og 80 cSt.



### 5.3.3 Hydraulikkvæskas karakteristika

#### 5.3.3.1 Oksidasjons- og korrosjonsbeskyttelse

Oksidasjon er en prosess som fremkalles av kjemiske reaksjoner mellom oksygen i lufta og olje. Denne prosessen kan føre til en drastisk reduksjon av oljens levetid. Petroleumsbaserete væsker er spesielt følsomme for oksidasjon ettersom oksygen reagerer med både hydrogen og karbon som er grunnelementene i petroleumsprodukter.

De fleste oksidasjonsprodukter er løselige i olje, samtidig som de er syreaktive av natur og kan derfor føre til alvorlige korrosjonsskader i et anlegg. Oksidasjonsproduktene inneholder uoppløselig gummi som fortykker oljen slik at den blir grøtaktig og gir økt viskositet.

Det finnes en rekke parametere som bidrar til økt oksidasjon når forholdene ligger til rette for det. De farligste faktorene er varme, trykk, forurensning, vann og metalloverflater. Den verste faktoren er imidlertid temperaturen. Oksidasjonen akselererer med stigende temperatur og det er derfor viktig å føre god kontroll med et anleggs driftstemperatur.

Det finnes en rekke tilsetningsstoffer som kan hjelpe til å begrense korrosjonsfaren. Disse stoffene er imidlertid fordyrende og samtidig miljøskadelige slik at de ikke skal benyttes uten at det er strengt nødvendig.

#### 5.3.3.2 Nøytralisasjonsnummer

For å beskrive en hydraulikkvæskes relative surhets- eller alkalitetsgrad, brukes et såkalt nøytralisasjonsnummer for å angi væskas pH- verdi. Det anbefales å bruke væsker med lave nøytralisasjonsnummer ettersom høy surhet eller høy alkalitet kan forårsake korrosjon på metalldele og nedbryting av pakningsmaterialer.

#### 5.3.3.3 Brannresistente væsker

En viktig egenskap i hydrauliske væsker er at den verken skal initiere eller opprettholde en brann. De fleste hydraulikkvæsker vil imidlertid være antenkelige under spesielle forhold og det er derfor viktig å finne fram til brannresistente væsker for bruk i områder med brann- og eksplosjonsfare. Eksempler områder der det stilles spesielle krav til brannresistens er i gruvedrift, i produksjon av metaller ved høye temperaturer, ved bruk i fly og skip og i oljereelatert industri.

Brannresistente væsker er væsker som kan antennes, men ikke vil underholde en brann etter at antenningskilden er fjernet. En væskes antennelighet defineres ut fra hvor lett det er å antenne væska samt dens evne til å forsterke en eventuell brann.

For å definere brannresistensen i en væske, blir følgende faktorer testet:

- |                |   |
|----------------|---|
| Flammepunkt:   | Den temperatur der en væske avgir damper som kan antennes når en flamme føres gjennom dampen.   |
| Antennespunkt: | Den væsketemperatur hvor det fra væskas overflate avgis tilstrekkelig damp til å underholde en forbrenning i fem sekunder når en flamme føres gjennom dampen. |

For å redusere brannfaren er det i den senere tid fremskaffet en rekke hydraulikkvæsker for bruk i vanlige hydraulikkanlegg.



Vanlige brannresistente hydraulikkvæsker er

➤ **Vann – glykol- baserte væsker**

Væskeblandingen inneholder om lag 40 % vann og 60 % glykol. Disse væskene har en høy viskositetsindeks, men viskositeten vil stige i takt med avdamping av vann fra væska.

Arbeidstemperaturen er fra -23°C og opp til +83°C. De fleste syntetiske pakningsmaterialer kan benyttes sammen med væsker på vann- glykolbasis, men metaller som sink, kadmium og magnesium vil reagere med væska, slik at væska ikke må benyttes i anlegg der disse metallene forekommer.

➤ **Emulgerende oljer**

Hydraulikkvæsker basert på vann og emulgerende oljer, inneholder om lag 40 % vann som er fullstendig oppløst i en spesiell oljebase. Væska karakteriseres av små vannperler som er helt dekket av olje.

Selv om vann ivaretar gode varmetransportegenskaper i væska, så er det likevel uheldig fordi det fremmer korrosjon. Det er derfor nødvendig å tilsette stoffer som virker korrosjonshemmende.

Arbeidstemperatur er mellom -28°C og +83°C og her oppstår samme problem som i vann-glykolvæsker: avdamping av vann fører til økt viskositet. Vann må derfor tilsettes i løpet av driftstida for å holde viskositeten på et akseptabelt nivå.

Væskene er kompatible med de fleste gummiblandinger som benyttes i pakninger for petroleumsbaserte hydraulikkvæsker.

➤ **Syntetiske væsker**

Syntetiske væsker settes sammen spesielt for å hemme brennbarhet samtidig som de er brannresistente ved svært høye temperaturer. Typiske syntetiske væsker består av fosfat-estere og klorinerte hydrokarboner. Ulempen med syntetiske væsker er at

- De har en lav viskositetsindeks,
- De krever spesielle pakningsmaterialer
- De har høye produksjonskostnader.

Her er spesielt fosfatestere vanskelige, da de løser gjengetape, maling og elektriske isolasjonsmaterialer.

➤ **Skumresistente væsker**

Luft kan tas opp i eller bringes inn i hydraulikkvæska på forskjellig måte. Hvis for eksempel returledningen til tanken ikke ligger under væskeoverflata, så vil væskestrålen føre til en oppisking av væskas overflate inne i tanken og det vil dannes luftbobler i væska. Hvis luftboblene ikke skilles ut fra væska innen rimelig tid, så vil de bli sugd inn i pumpeledningen og føre til kavitasjon og ødeleggelse av pumpe og øvrige komponenter i anlegget.

På samme måte vil en liten lekkasje eller sprekk i sugeledningen lede til at store mengder luft suges inn fra atmosfæren. Slike lekkasjer er vanskelige å oppdage fordi det her er snakk om at luft lekker inn i anlegget og ikke at olje lekker ut av det.

En annen effekt av luft i anlegget er at hydraulikkvæska kan komme støtvis, noe som fører til rykkvis gange og dårlig presisjon ved manøvrering av sylindere.

En måte å unngå luft og skumming er å tilsette stoffer som bedrer væskas evne til å kvitte seg med lufta. Den beste måten er likevel å konstruere en skikkelig hydraulikk tank der det tas hensyn til skumdannende forhold samtidig som væska gis tilstrekkelig tid til å skille ut luftbobler, før den suges inn i pumpa igjen.



## 5.4 Forurensningskontroll

### 5.4.1 Generelt

Kontroll med væskas renhet innebærer at en tar sikte på å forhindre forurensninger i å trenge inn i hydraulikksystemet. Dette gjøres ved å plassere filtre på strategiske steder slik at forurensninger kan fanges opp før de kan gjøre skade på systemets komponenter.

Når det gjelder spesielt kritiske komponenter, må det likevel utarbeides egne prosedyrer for regelmessig kontroll av hydraulikkvæskas renhet. Slike rutinemessige kontroller bør foretas hver andre til sjette måned eventuelt hver 500 til 1000 timer, avhengig av anleggets driftsforhold, operasjonsmiljø etter vurdering av hvor kritisk utstyret er i forhold til anleggets driftssikkerhet.

Det anbefales også å gjennomføre renhetskontroller umiddelbart etter det er utført vedlikeholdsarbeider som kan ha eksponert hydraulikkvæska for ytre miljøpåvirkninger. Etterfylling av hydraulikkvæske kan således være en aktiv forurensningskilde på grunn av at den har vært utsatt for og dårlige lagrings- og behandlingsrutiner.

### 5.4.2 Kontrollmetoder

#### 5.4.2.1 Laborrietesting

Før utviklingen av egnet bærbart testutstyr var det kun de mest kritiske komponentene i anlegget det ble tatt væskeprøver av. Disse prøvene ble så sendt til testlaboratorier for analyse. Så lenge behovet for regelmessige tester ikke rettfærdiggjør innkjøp av testutstyr og opplæring av personell for å bruke utstyret, vil laborrietesting fremdeles være mest praktisk for bedriften.

Bruk av eget testutstyr utelukker likevel ikke bruk av testlaboratorier i forhold til et stort antall tester, tolking av testresultater, problemløsning og forslag til utbedringstiltak. Testlaboratorier bør også brukes for å utføre periodiske kjemiske analyser av hydraulikkvæska. Selv om forurensningskontrollen viser at innholdet av forurensninger ligger innenfor akseptable verdier, kan forurensningsstoffer endre hydraulikkvæskas karakter (i hovedsak additivene i væska) slik at kvaliteten forringes. Nedbryting av væskas additiver kan således over tid føre til at hydraulikkvæskas smøregenskaper, skumutskilling og motstand mot oksidasjon, forringes betraktelig.

To faktorer som virker sterkt inn på væskekvaliteten er vanninnhold og overoppheting. Ved et for stort vanninnhold eller tilfeller av overoppheting, skal det tas prøver av hydraulikkvæska. En kjemisk analyse vil gi grunnlag for både å finne årsaken til avvikene og forslag om utbedringstiltak. Selv om det ikke har blitt avdekket slike avvik, anbefales det likevel å foreta regelmessig – for eksempel årlig – kjemisk analyse av hydraulikkvæska for å avdekke eventuelle avvik på et tidlig tidspunkt og dermed forhindre at de får utvikle seg.

#### 5.4.2.2 Egentesting

Bærbare testutstyr som partikkeltellere og annet bærbart diagnoseutstyr har forenklet arbeidet med å kontrollere hydraulikkvæskas renhet – også i forhold til regelmessig kontroll opp mot kritiske komponenter. Investering i eget testutstyr fører vanligvis til bedre testrutiner og at testene utføres med kortere mellomrom. Den økte kvaliteten i testrutinene og det forebyggende vedlikeholdet vil som oftest forsvare investeringskostnadene.

Utviklingen av stadig mer sofistikert testutstyr fører videre til ytterligere bedring av testrutiner og kvalitetskontroll av hydraulikkanlegg. Således er det blant annet under utvikling utstyr som kan føre en kontinuerlig kontroll med hydraulikkvæska og partikler i væska.





## 5.5 Analyseteknikk

Straks en væskeprøve er innhentet, vil en rekke prøvemetoder være aktuelle for å avdekke størrelsen, konsentrasjonen og beskaffenheten til eventuelle forurensninger. De vanligste analyseteknikkene går på

- Jernholdige partikler (Ferrografisk analyse)
- Partikkelfordeling
- Partikkelstørrelse
- Røntgen
- Vanninnhold

Hver av disse testene fremskaffer forskjellige resultater avhengig av den type informasjon som er ønskelig.

### 5.5.1 Ferrografisk analyse

Testen kvantifiserer mengden av slitasjeprodukter – hovedsakelig metallpartikler – i en væskeprøve. Etersom de høyest påkjente komponentene i anlegget er laget av stål, så vil slitepartiklene oftest være jernholdige og dermed også magnetiske. En ferrografisk analyse vil avdekke hvilke faktorer som er årsaken til slitasje. Den anslår slitasjens alvorlighetsgrad og vil også kunne gi grunnlag for vurdering av hvor slitasjen oppstår.

### 5.5.2 Partikkeltelling

Analysen avdekker mengden av forurensningspartikler i forhold til størrelsen på en væskeprøve. Automatiserte partikkeltellere har oppnådd stor anerkjennelse i forhold til tidligere tidkrevende laboratorietester av varierende kvalitet. Utstrakt bruk av partikkeltellere vitner om anvendeligheten og kvaliteten på testene. Dette vises også gjennom den utstrakte bruken både under produksjons- og vedlikeholdsarbeider.

#### 5.5.2.1 Partikkelstørrelse (Gravimetrisk analyse)

En gravimetrisk analyse går ut på å finne mengden av ikke- oppløselige partikler over en viss størrelse i en væskeprøve.

Resultatet gis i form av en massetetthet – vanligvis målt i mg/liter. Analysen viser imidlertid bare innholdet av faste partikler i prøven og kan ikke brukes for å avdekke eventuelt vanninnhold i væska.

En gravimetrisk analyse viser innholdet av partikler over en viss størrelse, for eksempel 25 mg/liter av ikke- oppløselige partikler over 5 µm. Dette gir imidlertid ingen indikasjon på hvor mange prosent som er større enn 10 µm, 15 µm eller endog 25 µm.

Gravimetriske analyser har på samme måte som partikkeltellere, fått en bred anvendelse blant teknisk personell for å føre kontroll med forurensningene i hydraulikksystemer.

#### 5.5.2.2 Røntgen (Proton- induced X- ray emission – PIXE)

Ved å bruke røntgen kan en avdekke sammensetningen av alle ikke- oppløselige partikler i hydraulikkvæska. Testen består i å eksponere væskeprøven for en radioaktiv kilde. Analyseapparatet tolker testresultatene og genererer data som viser hele spekteret av grunnstoffer som finnes i prøven.

Verken partikkeltelling eller gravimetrisk analyse kan skille mellom fremmedelementer og slitasjeprodukter fra drifta av anlegget. Evnen til å skille ut alle tilstedeværende grunnstoffer i prøven gir derfor en verdifull innsikt i hvor forurensningspartiklene i prøven kan komme fra.



### 5.5.2.3 Vanninnhold

Nest etter slitasjepartikler er vann den verste forurensningen av hydraulikkvæska eller et hvert oljesmurt system for den saks skyld. Analysen går derfor på å avdekke hvor stort vanninnholdet er i hydraulikkvæska.

Økte mengder vann i væska vil føre til økt slitasje, nedbryting av hydraulikkvæska, korrosjon og redusert levetid for anlegget.

Straks det avdekkes økt vanninnhold i hydraulikkvæska må det derfor vurderes hva som kan aksepteres i forhold til videre drift.

Selve testingen foregår ved å måle den elektriske ledningsevnen i hydraulikkvæska. Ved å måle strømgjennomgangen får man en indikasjon på hvor mye vann som er opptatt i væska. testens nøyaktighet ligger innenfor et avvik på 10 ppm, men det er en ulempe at additiver i væska kan redusere testens kvalitet.

## 5.6 Prøvetakingsrutiner

Uansett hvordan et kontrollprogram er lagt opp, vil kvaliteten på prøvene og deres anvendbarhet avhenge av de metoder som brukes for innhenting av prøven. Ettersom prøven skal gi et eksakt bilde av tilstanden til hydraulikkvæska der prøven tas, er det et krav at prøvetakingsutstyr, prøvebeholder og annet utstyr som kommer i kontakt med væskeprøven, ikke bidrar til å forurense denne.

Foran vurdering av enhver prøve må det tas hensyn til hvor prøven er tatt. Prøver tatt fra returledningen vil ha en annen karakteristikk enn prøver tatt rett etter hydraulikkpumpa. De siste vil ha en tendens til å inneholde flere slitepartikler enn prøver fra returledning på grunn av at partiklene vil fjernes i systemets filtre eller avsettes i systemet før de rekker fram til returledningen.

I følge eksperter er prøver fra tanken i så måte de mest upålitelige. Dette først og fremst på grunn av at tanken virker som en oppsamler av forurensninger og derfor gjennom lengre tid vil ha fått en høyere konsentrasjon av forurensninger enn systemet for øvrig slik at prøver tatt ute i anlegget vil mer representative for hydraulikkvæskas tilstand. Dernest er tanken som oftest bygd for å redusere turbulente strømninger slik at forurensninger kan skilles ut av væska og synke til bunns. Dette er med på å vanskeliggjøre prøvetaking fra tanken.

### 5.6.1 Prøvetakingsutstyr

Prøvetaking er den prosedyren som lettest fører til forurensning ikke bare av prøven, men også selve hydraulikkanlegget. For å unngå utilsiktet forurensning er det derfor utviklet egne fittings med beskyttelseskapper.

Disse tillater tapping uten at en risikerer at smuss føres tilbake inn i anlegget samtidig som kappen holder tappestussen ren.



**Figur 161 – Fuktighetssensor**

Den elektroniske sensoren monteres enten i rørledningen eller i hydraulikktanken.



**Figur 162 – Stuss for prøvetaking**



Figur 162 viser en tappestuss for lavtrykkshydraulikk. Slike fittings kommer i mange utførelser tilpasset forskjellige driftstrykk. Ved prøvetaking fjernes beskyttelseskappen, stussen rengjøres og tappingen skjer ved å trykke ventilknappen nedover.

Fittings beregnet på høytrykksanlegg har en lignende konstruksjon, men de har vanligvis en ventilspindel med gjenger i stedet for en trykknapp som vist på figuren.

### 5.6.2 Ny teknologi

Enten bilen din er utstyrt med en termometer for kjølevannstemperaturen eller den kun har en varselampe som tennes ved høy temperatur, så har motorkonstruktørene funnet det nødvendig å føre kontroll med motorens driftstemperatur.

Å føre en kontinuerlig overvåking av forurensninger i hydraulikkvæska synes ikke umiddelbart å være like viktig som å kontrollere motorens kjølevannstemperatur. Ettersom forurensning av hydraulikkvæska skjer gradvis i takt med produksjonen av slitepartikler, så vil en kontinuerlig overvåking kunne avdekke forurensninger før de eventuelt vil være direkte skadelige for anlegget.

Forurensning kan under visse forhold, oppstå svært raskt med katastrofale følger for anlegget. Hvis for eksempel ei pumpe skulle suge falsk luft slik at det oppstår kavitasjon, så kan den ødelegges i løpet av få dagers drift. På samme måte vil en større vannmengde som sirkulerer i anlegget føre til nedsatt smørekapasitet, økt slitasje og korrosjonsskader. Det er åpenbart at om slike tilfeller skulle oppstå – selv bare få uker før en fastsatt rutinekontroll – så vil de kunne føre til kostbar nedetid på anlegget.

Selv om slike tilfeller opptrer svært sjeldent, så er det opplagt at det i produksjonsanlegg der en stopp vil føre til betydelige produksjonstap, så vil en fort kunne forsvare å investere i utstyr som kan føre en kontinuerlig forurensningskontroll.

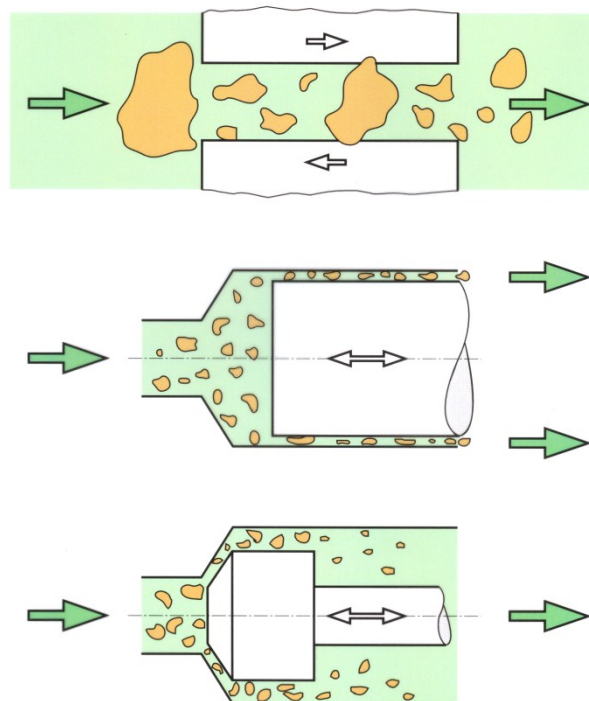
Det drives derfor et utstrakt forskningsarbeid for å komme fram til testutstyr som muliggjør en automatisk helkontinuerlig overvåking av mulige forurensninger i hydrauliske anlegg.

### 5.7 Filtrering

Hensikten med filtrering er å redusere mengden av forurensninger i hydraulikk-anlegget slik at slitasje som følge av forurensninger holdes på et akseptabelt nivå. Mengden foreninger er alltid en avbalansering mellom tilførte og filtrerte partikler. En bør derfor fortrinnsvis sørge for å hindre at forurensninger kommer inn i anlegget og så filtrere bort de som måtte forekomme i anlegget.

Forurensninger i anlegget fører uvilkarlig til større friksjon hos bevegelige sleider. Dette medfører at

Retningsventiler vil bli ikke bare tregere til å veksle mellom posisjonene, men faktisk også låse seg helt.



**Figur 163 – Konsekvenser av urenheter:**

Friksjon og slitasje mellom bevegelige deler  
Redusert omstillingshastighet, treg ventilslider og "sperring" i ventiler  
Erosjon på ventilhjørner og sleidekanter



Trykkregulerende- og volumstrømsregulerende ventiler vil få en større hysteres med derav sviktende evne til å holde sine innstilte verdier innenfor sine reguleringsområder.

Videre kan en risikere at

Strupe- og nåleventiler vil tettes til

Økt slitasje mellom deler i innbyrdes bevegelse – ofte med høy hastighet, små klaringer og store belastninger – som en finner i pumper

Slitasje på strupekantene i reguleringsventiler som følge av erosjon, med etterfølgende reduksjon av levetidslengden hos blant annet trykk- og servoventiler.

Erfaringsmessig er de partikler som volder størst skade, i samme størrelsesorden som klaringene mellom de bevegelige flater i ventiler, pumper og sylindere.

I pumper og ventiler er vanlige klaringer mellom sleide og sleideføring meget små (fra 0,5  $\mu\text{m}$  (5/10000mm) og oppover til noen få  $\mu\text{m}$ ).

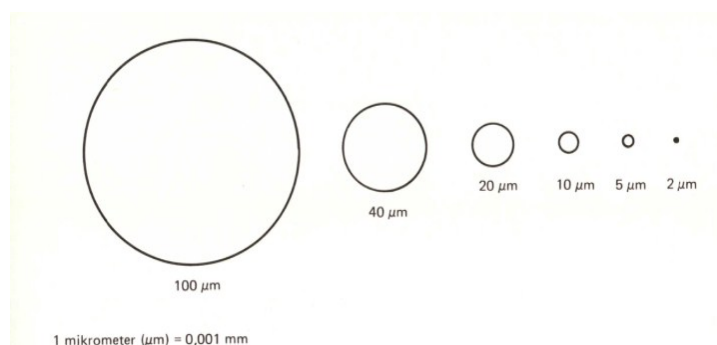
### 5.7.1 Partikkelstørrelser

Havsand	100	-	2000	$\mu\text{m}$
Hårstrå	30	-	200	$\mu\text{m}$
Pollen	10	-	100	$\mu\text{m}$
Synlighetsgrense			40	$\mu\text{m}$
Bakterier	0,3	-	30	$\mu\text{m}$
Hvite blodlegemer			25	$\mu\text{m}$
Røde blodlegemer			8	$\mu\text{m}$
Tobakksrøyk	0,01	-	1	$\mu\text{m}$

Tabell 4 – Størrelsen på noen partikler i våre omgivelser

### 5.7.2 Relative partikkelstørrelser

Tabellen ovenfor angir størrelsen på noen vanlige partikler som vi omgis av. I Figur 164 gjengis de innbyrdes størrelsesforholdene mellom partiklene.



Figur 164 – Relativt størrelsesforhold mellom partikler

Vær oppmerksom på at partikler som er mindre enn om lag 40 til 30  $\mu\text{m}$  ikke er synlige med det blotte øye.



## 5.8 Forurensningskilder

Forurensningskildene kan deles i to grupper:

### 5.8.1 Opprinnelige urenheter

Dette er i hovedsak partikler som har blitt til under produksjonsprosessen og derfor er til stede nå anlegget monteres. Vanligvis består disse urenheterne av

- Sandpartikler fra støping eller sandblåsing, metallspen fra sponskjærende tilvirking, slipe- og poleringsmidler brukt i produksjonen
- Støvpartikler fra monteringen
- Rester av paknings- og gjengettingsmaterialer
- Skitt tilført under lagring og behandling av komponenter
- Glødeskall og andre korrosjonsprodukter
- Vann
- Forurensninger i hydraulikkvæska
- Fibere fra filler, pussegarn, filtre og lignende

### 5.8.2 Oppståtte urenheter

Dette er partikler som dannes under driften av anlegget eller blir tilført ved etter-syn og vedlikehold. Partiklene er derfor i hovedsak oppstått som følge av

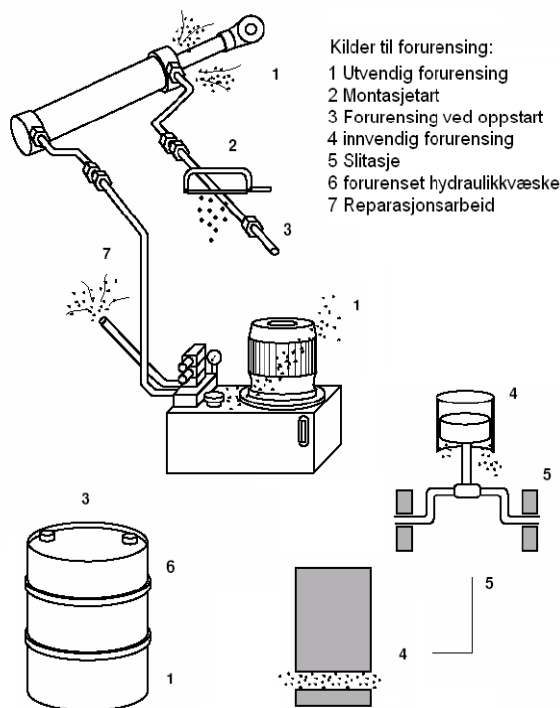
Slitasje i komponenter. Dette gjelder spesielt komponenter med bevegelige deler som i pumper, ventilsleider, motorer og lignende. Slitasjeprodukter kan også komme fra pakningsmaterialer og fra erosjon på grunn av faste partikler som følger væskestrømmen gjennom anlegget. Støvpartikler som kommer inn i tanken gjennom dens avlufting

Partikler som kommer inn i anlegget som ved bytte av filtre

Partikler som trekkes inn i anlegget på grunn av slitte avstrykere på stempelstenger  
Slam og lignende som oppstår på grunn av nedbryting av hydraulikkvæska

### 5.8.3 Filterplassering

Filtrene kan naturlig nok, plasseres på en rekke steder i anlegget. Det normale er på ha en sil på innløpsledningen til pumpa, et trykfilter rett etter pumpa og et returfilter i returledningen inn til tanken, eventuelt også et filter i en separat filtreringsledning i tanken.



Figur 165 – Årsaker til urenheter i systemet

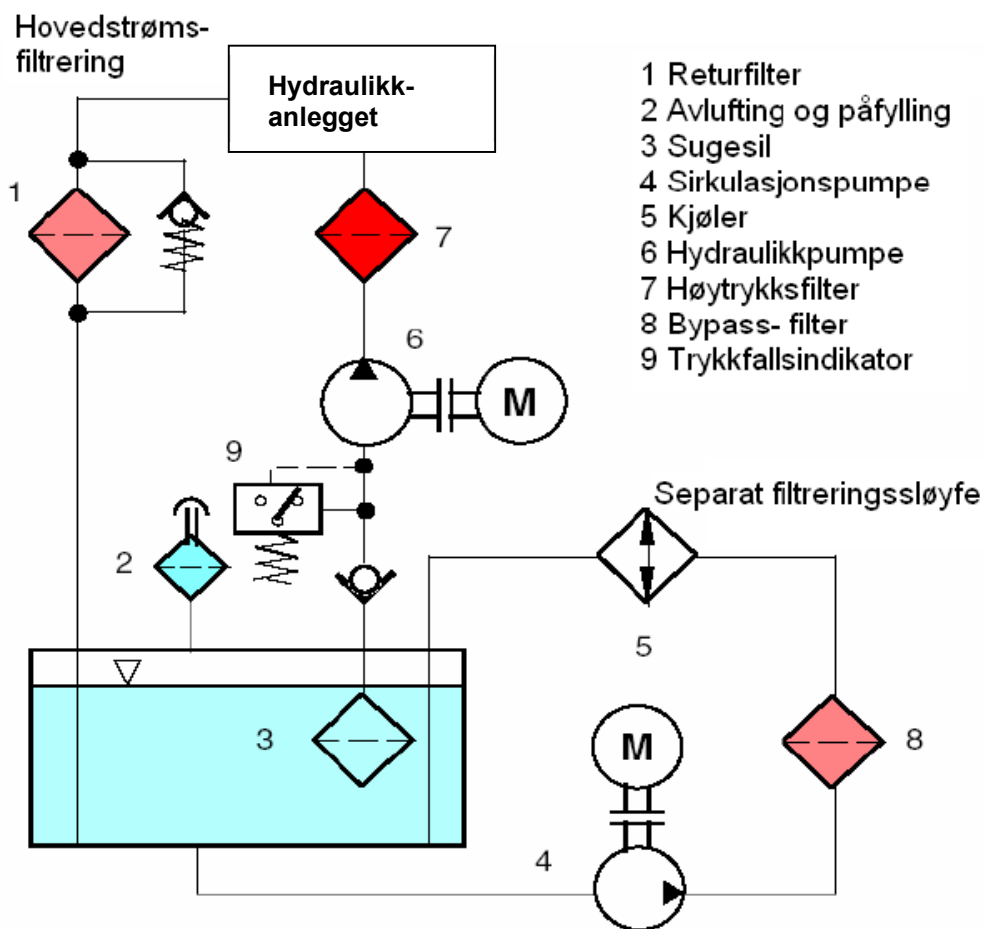


For øvrig kan filtre plasseres etter behov ved å se på

- hvilke komponenter som er mest ømfintlige for urenheter
- hvor det er mest sannsynlig at urenheter kan komme inn i systemet fra utsiden for så å velge en egnet plassering mellom disse punktene

Uansett bør filtreringen skje så raskt som mulig etter at forurensningen har oppstått.

En plassering av filteret rett etter det stedet der urenheter oppstår eller kommer inn i systemet, kan derfor være gunstig. En separat filtreringskrets tilsluttet tanken kan også være et gunstig supplement.



Figur 166 – Hydraulikk-anleggets filtreringssystem



## 5.9 Klassifisering av filtre

### 5.9.1 Filterets gjennomstrømningsforhold

Tenk deg at et hydraulisk anlegg har blitt flushet til et ønsket renhetsnivå før det ble satt i drift. Såframt anlegget har et riktig dimensjonert filtersystem, så vil mengden av forurensninger i anlegget stabilisere seg på et visst nivå, avhengig av filterets gjennomstrømningsforhold filterets evne til å skille ut forurensninger. Hvis filterkapasiteten er for lav, så vil forurensningsnivået stige på grunn av tilførsel av slitepartikler fra anlegget partikler fra utsiden av anlegget. Hvis filterkapasiteten derimot er tilstrekkelig stor, så vil forurensningsnivået avta og stabilisere seg på et nivå som tillater økt levetid for både anlegget og hydraulikkvæska.

Ettersom driftsbetingelsene varierer, så vil dette være en dynamisk form for stabilitet og forurensningsnivået vil svinge innenfor et område avhengig av disse forholdene. For å velge hva slags filter som bør brukes er det derfor nødvendig ha en oppfatning av gjennomstrømningsforholdet.

Gjennomstrømningsforholdet vil imidlertid variere på forskjellige steder i anlegget, men følgende faktorer vil være førende:

- Konsentrasjon svevestøv som kan komme inn i væska gjennom luftfiltre, slitte pakninger eller løse kuplinger fra den omliggende lufta
- Bruk eller fravær av pustefilter i tankens ventilasjonssystem
- Antall komponenter i anlegget eller i et greinsystem
- Type komponenter som er brukt i anlegget – spesielt mengden av roterende utstyr som pumper og motorer
- Strømningshastigheten. Høye hastigheter kan bidra til å øke forurensningsnivået.
- Systemtrykket. Høye trykk kan bidra til økt slitasje.
- Hydraulikkvæskas temperatur. Høye temperaturer kan medføre at additiver i væska brytes ned og bidrar til økt slitasje.
- Type filter som blir brukt.

Alle disse faktorene gjør det vanskelig å fastsette gjennomstrømningsforholdet for et filter. Det kan gjøres et anslag ved å gjennomføre partikkeltellinger i et anlegg der driftsforholdene er kjente og filtreringen er effektiv. For å ha et fast punkt å forholde seg til, velger en ofte å bruke tanken som referanse for prøvetaking.

### 5.9.2 Filtermaterialet

Filtermaterialet er det mediet som kommer i kontakt med forurensningene og fanger opp disse slik at de kan fjernes fra systemet på et senere tidspunkt. Utformingen av det enkelte filterelement og dets evne til å holde på forurensninger forklarer hvorfor enkelte filtre varer lengre enn andre. Utgangspunktet for produksjonsprosessen er vanligvis en filterduk som plisseres (foldes) slik at størst mulig del av overflaten skal eksponeres for volumstrømmen. Denne prosessen reduserer trykkfallet over filteret samtidig som evnene til å holde på forurensningene øker. I noen konstruksjoner legges filterduken i flere lag samtidig som duken utstyres med en støttevegg for at en skal oppnå bestemte driftskrav.

Etter plisseringen og kapping av duken til ønsket lengde, så blir kantene forseglet med spesialklips, lim eller en form for søm, for så å formes til et sylindrisk rør.



### 5.9.3 Filertyper

De vanligste filterkonstruksjonene består av kombinasjoner med netting-, papir- og glassfiberduk eller syntetiske materialer og filterne klassifiseres vanligvis enten som overflate- eller dybdefiltre.

#### 5.9.3.1 Overflatefiltrering

Filtre som klassifiseres som overflatefiltre har vanligvis en volumstrøm som går nær rettlinjett gjennom filteret. Forurensninger fanges opp av og blir liggende på filterets overflate. Disse filterne lages vanligvis av en vevd metallduk. Ettersom veveprosessen kan kontrolleres meget nøyaktig og metallduken er relativt stiv, så vil porene kunne holdes innenfor en jevn størrelse. Denne porestørrelsen tilsier hvor store partikler som kan passere gjennom filteret ved bestemte testforhold. Under bruk vil imidlertid oppbygging av forurensninger på overflaten av filteret medføre en viss innsnevring av porestørrelsen. Filteret vil derfor over tid bli i stand til å fange opp mindre partikler enn det som er oppgitt. Samtidig skal en være klar over at forurensningspartikler som er avlange som for eksempel fibertrevler, kan passere gjennom filteret hvis fibret har en diameter som er mindre enn filterets porestørrelse.

#### 5.9.3.2 Dybdefiltrering

Når det benyttes et dybdefilter vil ikke væskestrømmen være rettlinjett, men bøyes av mellom de forskjellige lag av filterduk som i en labyrint. På grunn av konstruksjonen vil filteret ha en varierende størrelse på porene avhengig av hvordan de forskjellige lagene med filterduk ligger i forhold til hverandre. Denne labyrinten av varierende porestørrelser fanger opp forurensningspartikler ved at partiklene kiler seg fast i dukens åpninger.

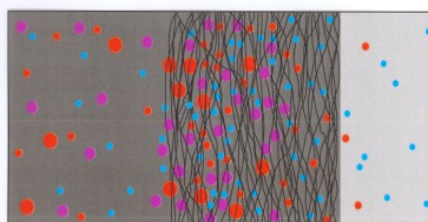
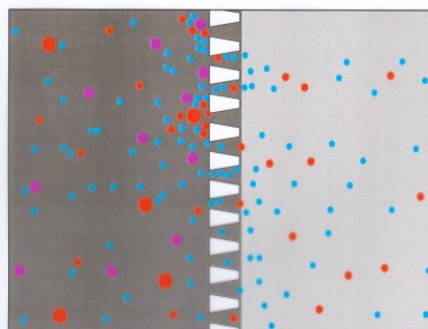
Avhengig av fordelingen av de varierende porestørrelsene, er dybdefiltre i stand til å fange opp langt mindre partikler enn det filterdukens porestørrelse skulle tilsi.

De vanligste materialene i dybdefiltre er cellulose (papir) og glassfiber. Cellulose har oftest svært varierende porestørrelser, samtidig som porene varierer i form. I kontrast til dette, så kan glassfibre lages med like diametre og dermed veves til duk med en meget homogen porestørrelse.

Glassfibre er generelt tynnere enn cellulosefibre. Dette gjør at filterduken kan produseres med flere porer per flateenhet. Samtidig tillater den tynnere duken at avstanden mellom lagene blir mindre og evnen til å fange opp små partikler forbedres ytterligere.

### 5.9.4 Partikkel telling

Kunnskap om hydraulikkvæskas renhet, danner grunnlaget for hvordan en vil sette opp rutiner for forurensningskontroll. Her er partikkelkontroll en av de mest anvendte metoder. Gjennom bruk av kalibrerte optiske instrumenter kan en fastlegge hvor mange partikler det er innenfor en gruppe partikkelstørrelser i en gitt væskemengde. Partikkel telleren oppgir hvor mange partikler som er større enn et visst antall  $\mu\text{m}$  i den bestemte væskeprøven.



**Figur 167 – Filterteknikk**

Partikkelinnhold før og etter at hydraulikkvæsken har passert filterduken.

Figurene viser et overflatefilter (øverst) og et dybdefilter (nederst).





ISO 4406 brukes av de fleste industribedrifter som standard for renslighetskontroll. En mye brukt metode er å telle partikler som er større enn henholdsvis 2, 5 og 15  $\mu\text{m}$  i en bestemt væskemengde – vanligvis 1 ml eller 100 ml.

Partikler i størrelsen 2 til 5  $\mu\text{m}$  er de som kan forårsake setling / silting og dermed føre til driftsforstyrrelser i ventiler.

Partikler som er i 15  $\mu\text{m}$ - området vil derimot være årsaken til alvorlig slitasje på utstyret og kunne forårsake havarier.

### 5.9.5 Flertrinns testing

For å standardisere filterproduksjonen bruker produsentene en testprosedyre som går i flere trinn. Denne prosedyren er fastlagt i ISO 4572 Multipass Test Procedure som er anerkjent av både ANSI og NFPA og brukes for å fastlegge et filters ytelse. I testen lar en nøyaktig regulert hydraulikkvæske sirkulere gjennom kretsen. Trykkforskjellene over filteret registreres samtidig som en konstant mengde forurensningspartikler injiseres kontinuerlig i væskestrømmen. Hele tiden kontrolleres partikkelantallet både foran og etter testfilteret. Denne testmetoden fastlegger tre viktige faktorer for beskrivelse av filterets ytelse:

- Evne til å holde tilbake forurensningspartikler
- Differensialtrykket over filteret
- Filterets utskillingseffektivitet, også kalt filterets beta- faktor

### 5.9.6 Filtreringsgrader

For å definere et filters utskillingsevne eller filtreringsgrad, er det tre metoder:

#### 5.9.6.1 Nominell filtreringsgrad

Nominell filtreringsgrad defineres som filterets evne til å skille ut partikler av en viss størrelse med en effektivitet på 95 til 98 %. Prosentsatsen er imidlertid ikke spesielt definert og betegnelsen gir derfor ikke noe entydig mål på filterets effektivitet.

#### 5.9.6.2 Absolutt filtreringsgrad

Absolutt filtreringsgrad eller maksimum porestørrelse i filterduken, definerer et mål for de største porene i filtermaterialet. Denne metoden gir et entydig mål for hvilke partikler som skilles ut og er den metode som har fått størst anvendelse.

#### 5.9.6.3 Middelporestørrelse

Middelporestørrelsen defineres som hvor store de gjennomsnittlige porene i filtermaterialet er. Det er flere faktorer som påvirker valget av filtreringsgrad. Komponentenes konstruksjon og følsomhet for urenheter har naturligvis stor betydning. En må likevel vektlegge det omliggende miljø anlegget skal fungere i samt ta hensyn til komponentenes belastning med hensyn til trykk, omdreiningstall, temperatur og lignende.

Med opplysninger om valgte komponenttyper, arbeidsmiljø, belastninger, levetidslengde, pålitelighet osv., vil leverandøren være i stand til å foreslå en egnet filtreringsgrad.

### 5.9.7 Filterets Beta- faktor ( $\beta_x$ )

Betafaktoren er en betegnelse for filterets evne til å fange opp forurensninger og er derfor et uttrykk for et filters yteevne. Det etterfølgende er en beskrivelse av beta- faktoren og hva den uttrykker.



Anta at det foran et filter telles 50.000 partikler som er 10  $\mu\text{m}$  eller større. Etter filteret er antallet partikler redusert til 10.000. Disse antallene tillater at en setter opp følgende ligning:

$$\beta_x = \frac{n_F}{n_E} \Rightarrow \beta_{10} = \frac{50000}{10000} = 5$$

$x$  betegner en spesifisert partikkelstørrelse

$n_F$  utgjør antall partikler foran filteret

$n_E$  utgjør antall partikler etter filteret

Resultatet av ligningen kan leses som at "Beta ti- faktoren er lik fem" ( $\beta_{10} = 5$ ).

Ettersom betafaktorens nummer i seg selv ikke gir noen mening, så må dette betraktes som et utgangspunkt for fastlegging av et filters evne til fange opp forurensningspartikler.

Filterets effektivitet uttrykkes gjerne i form av en prosentandel ved å bruke beta- faktoren og angi denne i prosentform.

$$\text{Filtereffektivitet}_x = 100 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \Rightarrow \text{Filtereffektivitet}_{10} = 100 \cdot \left(1 - \frac{1}{5}\right) = 80\%$$

Dette eksemplet viser at dette bestemte filteret har en effektivitet på 80 % når det gjelder å fjerne partikler som er 10  $\mu\text{m}$  eller større. Med andre ord: For hver gang fem partikler introduseres foran filteret, så vil fire av partiklene fanges opp av filteret.

### 5.9.8 Renslighetsreferanser

For å påvise og korrigere avvik, brukes det en referanseskala for forurensningsnivået. Partikkeltelling er den vanligste metoden for å fastsette renslighetsstandarder. Partikkeltellere er følsomme optiske instrumenter som teller antall partikler i et bestemt volum væske.

Resultatet gis som et visst antall partikler større enn 2, 5 og 15  $\mu\text{m}$  i væskeprøven. Her har ISO 4406 vunnet alminnelig aksept som referanseskala for partikler større enn 2, 5 og 15  $\mu\text{m}$  i et bestemt volum, vanligvis 1 ml eller 100 ml ( $\text{cm}^3$ ). (Innholdet av mindre partikler kan bidra til å forutse problemer med silting. Et høyt antall av større partikler kan på sin side indikere et begynnende havari.)

### 5.9.9 Renhetsklassifisering

Etter hvert som hydraulikken har blitt utviklet for bruk i utstyr som setter krav til stor driftssikkerhet, så har det blitt utviklet standarder for klassifisering av hydraulikkvæskas renhet. Flyindustrien var tidlig ute og National Aviation Standards (NAS) har lenge vært allment anerkjent.

I den senere tid har både SAE og ISO utviklet egne standarder for renhetsklassifisering. Begge standardene angir anbefalte verdier for forskjellig utstyr. Aktuelle standarder er

**ISO 4406:1999      NAS 1638      SAE AS4059**



### 5.9.10 Anbefalte renhetsklasser

Anbefalt renhetsklasse		Anbefalt filterfinhet (x)	Hydraulikksystemer og anvendelsesområder
NAS 1638	ISO 4406:1999 SAE As4059		
NAS-klasse 5 – 15 $\mu\text{m}$	ISO- klasse >4 $\mu\text{m}$ / >6 $\mu\text{m}$ / > 14 $\mu\text{m}$	(x) $\mu\text{m}$ $\rightarrow$ $\beta_x$ >100	
4	15/13/10 5A/5B/4C	2 – 3 $\mu\text{m}$	Laboratorier og flyteknisk, systemer med servo-hydraulikk
6	17/15/12 7A/7B/6C	3 – 5 $\mu\text{m}$	høyverdig industrihydraulikk, elektromagnetiske reguleringsventiler, proporsjonalventiler, høyttrykksystemer og smøresystemer
8	19/17/14 9A/9B/8C	5 – 10 $\mu\text{m}$	Industrihydraulikk, mellomtrykksanlegg og lavtrykksanlegg
10	21/19/16 11A/11B/10C	10 – 20 $\mu\text{m}$	Mellomtrykksanlegg generelt, mellomstore systemer, lavtrykksanlegg med store komponentklaringer og små krav til slitasjebeskyttelse. Vannhydrauliske anlegg med store mengder grove forurensningspartikler.

Tabell 5 – Anbefalte renhetsklasser for forskjellig utstyr og anbefalte filtere

### 5.10 Filtertyper

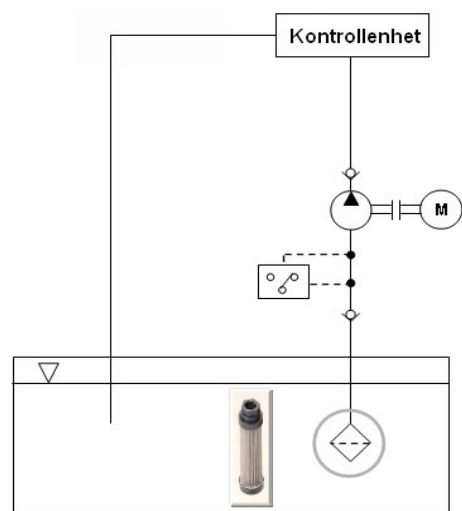
Ved bruk av filter på pumpas innløp, må en være påpasselig slik at det ikke oppstår trykkfall over filteret. Blir trykkfallet for stort (maks 0,05 bar) kan det oppstå kavitasjon med redusert pumpeeffekt som resultat. Innløpsfilteret er derfor som oftest en sil for utskilling av grove partikler slik at slike ikke kommer inn i pumpa. Filtringen kompletteres derfor med et filter i trykkledningen umiddelbart etter pumpa eller et annet sted i anlegget. Her kan det også tillates høyere trykkfall uten at det gir nevneverdige driftsforstyrrelser.

#### 5.10.1 Innløpssilen

Innløpssilen, plasseres foran pumpa. Silen har en relativt stor maskevidde – gjerne mellom 100 og 150  $\mu\text{m}$ . Den består av en kraftig silduk av monell. Duken er foldet i bukter slik at den får en meget stor overflate i forhold til innbyggingsmålene.

Innløpssilen må ikke betraktes som et filter, men som en beskyttelse av pumpa ved første oppstart etter nybygging eller overhaling / ettersyn.

Siler som er monterte under væsknivå inne i tanken, er vanskelige å kontrollere. Skulle de tettes til, vil risikoen for kavitasjon i pumpa stige betraktelig. For å minske faren for pumpekavitasjon, benyttes det ofte utvendig plasserte siler med egen trykkfallsindikator og bypassventil som åpner ved for stort trykkfall.



Figur 168 – Innløpssilens plassering



### 5.10.2 Høytrykksfilteret

Filtre som er beregnet på plassering i høytrykksledningen har prinsipielt samme konstruksjon som returfiltrene. Konstruksjonen er imidlertid mye kraftigere ettersom returfilterhuset sjelden tåler mer enn 2 MPa, så skal høytrykksfilterets hus tåle fullt systemtrykk. Filterhuset blir derfor meget tungt slik at en må ta hensyn til servicevennlighet når filteret skal plasseres.

### 5.10.3 Returfilteret

Å plassere et filter i returledningen er svært vanlig fordi:

Det kan tillates et større trykkfall over filteret og dermed en finere filtrering

Trykknivået er lavt slik at filterhuset er rimeligere å produsere

Filtrering av returvæska gir som regel et godt filtreringsresultat.

Returfilteret bør ha en innebygd bypass som åpner ved trykkfall på ca 0,4 MPa (4 bar). Bypass'en beskytter filterinnsatsen slik at den ikke klemmes flat ved tilstopping av filteret. Ulempen med bypass'en er at den kan åpne hvis hydraulikkvæska er kald som ved oppstart, eller under ekstremt kalde driftsforhold. Filteret må derfor sjekkes jevnlig under slike forhold slik at ventilen blir stengt igjen.

Ved bytte av filter blir hele filterpatronen (både filteret og selve filterhuset) byttet med nytt.

Returfilteret utstyres ofte med en trykkfallsindikator for visuell kontroll. Indikatoren er gjerne av pop up- type ): indikatoren spretter opp i det trykkfallet blir for stort. Etter utløsning blir den stående oppe og må resettes manuelt – helst i forbindelse med filterskifte. Indikatoren kan også utstyres med elektrisk signal for fjernvarsling.

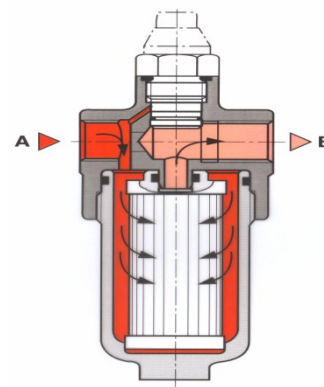
Hvis trykkfallet over returfilteret blir for høyt enten som følge av tilstopping, for høy viskositet eller for stor volumstrøm, så vil bypass-ventilen åpne. Vanlig åpningstrykk for bypass-ventilen er 0,15 til 0,2 MPa (1,5 til 2 bar).

Filtreringsgraden varierer over et stort spenn, men fra 3 til 15  $\mu\text{m}$  nominelt – tilsvarende 10 til 40  $\mu\text{m}$  absolutt, er vanlige verdier.

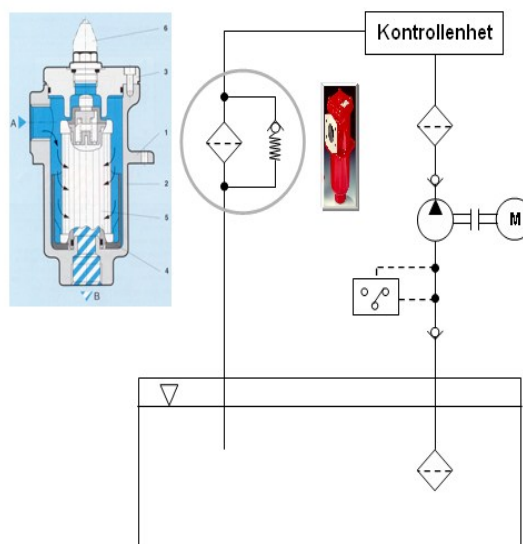
### 5.10.4 Separate filterkretser

I mange tilfeller har en konvensjonell plassering av filteret ute i høytrykkskretsen så mange ulemper at en i stedet velger å montere filteret i en separat krets. Dette gjelder spesielt anlegg med store volumstrømmer, med sterkt pulserende volumstrøm som i anlegg med akkumulatører eller ved bruk av variable trykkompenserte pumper. Likeledes kan det være en fordel å benytte separate filtreringsanlegg når hovedanlegget er beregnet på kontinuerlig drift slik at filtre kan skiftes uten driftsavbrudd.

Separate filterkretser kan bygges opp på konvensjonelt vis med filter, pumpe og drivmotor. Det har likevel blitt vanlig å benytte prefabrikkerte systemer som enkelt kan monteres til hydraulikktanken.



Figur 169 – Høytrykksfilteret



Figur 170 – Returfilteret



Ved å montere en separat filterenhet på en tank som har dårlig eller kanskje helt mangler filterutrusting, kan rensligheten i systemet få en kraftig kvalitetsheving. Monteringen medfører – bortsett fra hulltaking for tilkoblingsflenser – ingen inngrep i systemet ettersom filterkretsen fungerer uavhengig av hovedsystemet.

### 5.11 Generelle filteranbefalinger

Ingen hydraulikksystemer er fullstendig fri for urenheter. Målsettingen med filtrering må være at valg av filtreringsmetode skal gi en forurensningskontroll som gir en økonomisk optimal renhet. Kostnadene med bedret filtrering må derfor veies mot krav om lang levetidslengde og systemets pålitelighet.

De forurensninger som finnes i systemet, har med få unntak kommet inn utenfra ved montering, ettersyn eller vedlikeholdsarbeid. Tiltak som begrenser forurensning skal derfor først og fremst settes inn mot å hindre at urenheter kommer inn i systemet. Slike tiltak kan være

- Bruk av et transportabelt aggregat spesielt beregnet på fylling av hydraulikkvæske. aggregatet har egen pumpe, driftsmotor, filter og nødvendige slanger samt indikator for filteret. Aggregatet kan benyttes både for fylling og drenering av hydraulikkanlegget.
- Å ivareta den største renslighet ved service på hydraulikkanlegget. Hvis komponenter må demonteres, så må alle åpne stusser sikres slik at urenheter ikke kan komme inn i åpninger av noe slag. Komponenter skal ikke under noen omstendighet demonteres på stedet, men bringes til en dertil tilpasset arbeidsplass der rensligheten kan ivaretas både i forhold til komponenten, men også i forhold til verktøy og rengjøringsmidler.
- Plassering av filter skal gjøres som tidligere beskrevet. Filtreringsgraden velges i forhold til aktuelle komponenter, deres belastning og arbeidsmiljøet anlegget skal fungere i.
- Å sørge for at det minst er både et luftfilter og et hydraulikkvæskefilter i anlegget. Vær oppmerksom på at innsugingssilen ikke regnes som et filter i denne sammenheng.

Alle filtre og siler må rengjøres med jevne mellomrom. Hvis de er utstyrt med trykkfallsindikatorer, så skal disse rengjøres eller byttes umiddelbart når den viser at filteret har en tilstopping med derav følgende høyt trykkfall. Hvis indikator ikke er montert, så skal filteret byttes med visse tidsintervaller. Vanligvis skjer dette første gang etter 50 driftstimer og deretter hver 500 timer ved normale driftsforhold. Står aggregatet eller anlegget i et forurenset miljø, så skal bytte skje etter 250 timers drift.

### 5.12 Varmevekslere

Virkningsgraden i et anlegg forteller oss hvoppr effektiv et anlegg er i å omsette tilført energi til effektivt arbeid. Ettersom alle arbeidsprosesser har en eller annen form for tap, så vil dette tapet gjenspeiles i en redusert virkningsgrad. Hydrauliske anlegg er i så måte ikke noe unntak. Friksjon i arbeidselementer som sylindere, pumper og motorer, trykkfall i trykkbegrensningsventiler, strupeventiler og volumstrømsregulatorer samt strømningstap i rørledninger vil redusere virkningsgraden. Samtidig vil det genereres varme når væska strømmer fra et område med høyt trykk til et lavtrykksområde, selv om det ikke utføres noe arbeid under trykkfallet.



Disse forholdene gjenspeiles i at anlegget blir varmt når det er i drift. Ofte er det derfor nødvendig å kjøle hydraulikkvæska ut over den kjøling som tanken gir for å unngå at temperaturen stiger over normale driftstemperaturer.

I andre tilfelle kan omgivelsestemperaturen være så lav at det er påkrevd å forvarme hydraulikkvæska for å få riktig viskositet.

For å løse disse problemene blir det brukt varmevekslere som avhengig av bruken blir kalt henholdsvis kjølere og forvarmere.

Faktorer som er bestemmende for valg av varmevekslere er

Påkrevd senking av temperatur i hydraulikkvæska

Volumstrømmen i anlegget

Tilgjengelig tid for å kjøle væska.

For å løse oppgaven er det to typer varmevekslere:

Luftkjølte varmevekslere

Vannkjølte varmevekslere

For å unngå unødvendige driftstap blir varmevekslerne plassert i egne sløyfer slik at væskestrømmen til varmeveksleren begynner først når væskas driftstemperatur overstiger den temperaturen som termostaten er innstilt på.



Figur 171 – Kjølere / varmevekslere

### 5.12.1 Luftbaserte varmevekslere

I luftvekslere blir hydraulikkvæska pumpet gjennom tynne rør påmontert kjøleribber. For å bedre varmevekslingen utstyres veksleren med en termostatstyrt, motordrevet vifte.

Fordelen med luftbaserte varmevekslere er gjerne

- Lave kostnader i forhold til vannbaserte varmevekslere
- Lave driftskostnader
- Muligheten til å utnytte varmevekslingen til oppvarming av andre formål.

Disse fordelene til tross, så har luftbaserte varmevekslere sine ulemper som at de

- Er relativt store
- Har et høyt støynivå
- Høyere installasjonskostnader enn vannbaserte varmevekslere.

### 5.12.2 Vannbaserte varmevekslere

I vannbaserte varmevekslere flyter hydraulikkvæska enten gjennom et batteri rørledninger montert i et eget hus fylt med vann eller gjennom et sett med plater der vann og hydraulikkvæske ledes inn mellom platene annenhver gang slik at overflaten i varmeveksleren blir relativt stor i forhold til de fysiske ytre mål.

På samme måte som i luftbaserte varmevekslere, styres gjennomstrømmingen av både vann- og hydraulikkvæske av termostater slik at unødvendig væskestrøm og dermed også driftstapene reduseres.



Fordelen med vannbaserte varmevekslere er at de

- Er kompakte og kosteffektive
- De er støyfrie
- De har god effekt selv i miljø med mye forurensning

Ulempene kan være at de

- Kan gi høye driftskostnader på grunn av vannforbruket
- Kan føre til blanding av vann og hydraulikkvæske i tilfelle interne lekkasjer
- Har behov for jevnlig ettersyn på grunn av slamavsetninger i kjølekanalene.

### 5.13 Akkumulatører

En hydraulisk akkumulator er som oftest en stålbeholder som kan lagre og frigjøre den lagrede energien etter behov. Væsker kan som kjent, ikke komprimeres<sup>18</sup> på samme måte som gasser. Akkumulatører blir derfor ladet med gass til et visst trykk før de settes i drift. Dermed får vi et komprimerbart volum i akkumulatoren. Systemtrykket vil komprimere gassen ytterligere slik at den tar opp energi fra hydraulikkvæska – en energi som kan frigjøres når trykket i systemet faller og dermed bidra til å stabilisere trykket ved å ta opp trykksvingninger som måtte oppstå.

#### 5.13.1 Akkumulatorens arbeidsprinsipper:

Hydraulisk væske ledes inn i akkumulatoren og energien lagres ved at akkumulatoren

- Komprimerer en gass
- Spenner ei fjær
- Løfter ei vekt

Hensikten med akkumulatoren er at et hvert trykkfall i systemet umiddelbart skal kompenseres ved at hydraulikkvæske trykkes tilbake i systemet slik at trykkfallet dempes.

#### 5.13.2 Akkumulatorens oppgaver

Akkumulatoren skal

- Lagre energi som kan frigjøres ved behov enten for å minske pumpas størrelse eller for å tjene som energikilde
- Ta opp pulsstøt, vibrasjoner og trykksjokk i systemet
- Kompensere for lekkasjer i lukkede kretser
- Kompensere for volumforandringer i lukkede kretser ved temperatursvingninger
- Dempe trykkvariasjoner som oppstår på grunn av pumpas pulserende volumstrøm
- Overføre trykk mellom to ulike systemer uten energitap eller tap av væske

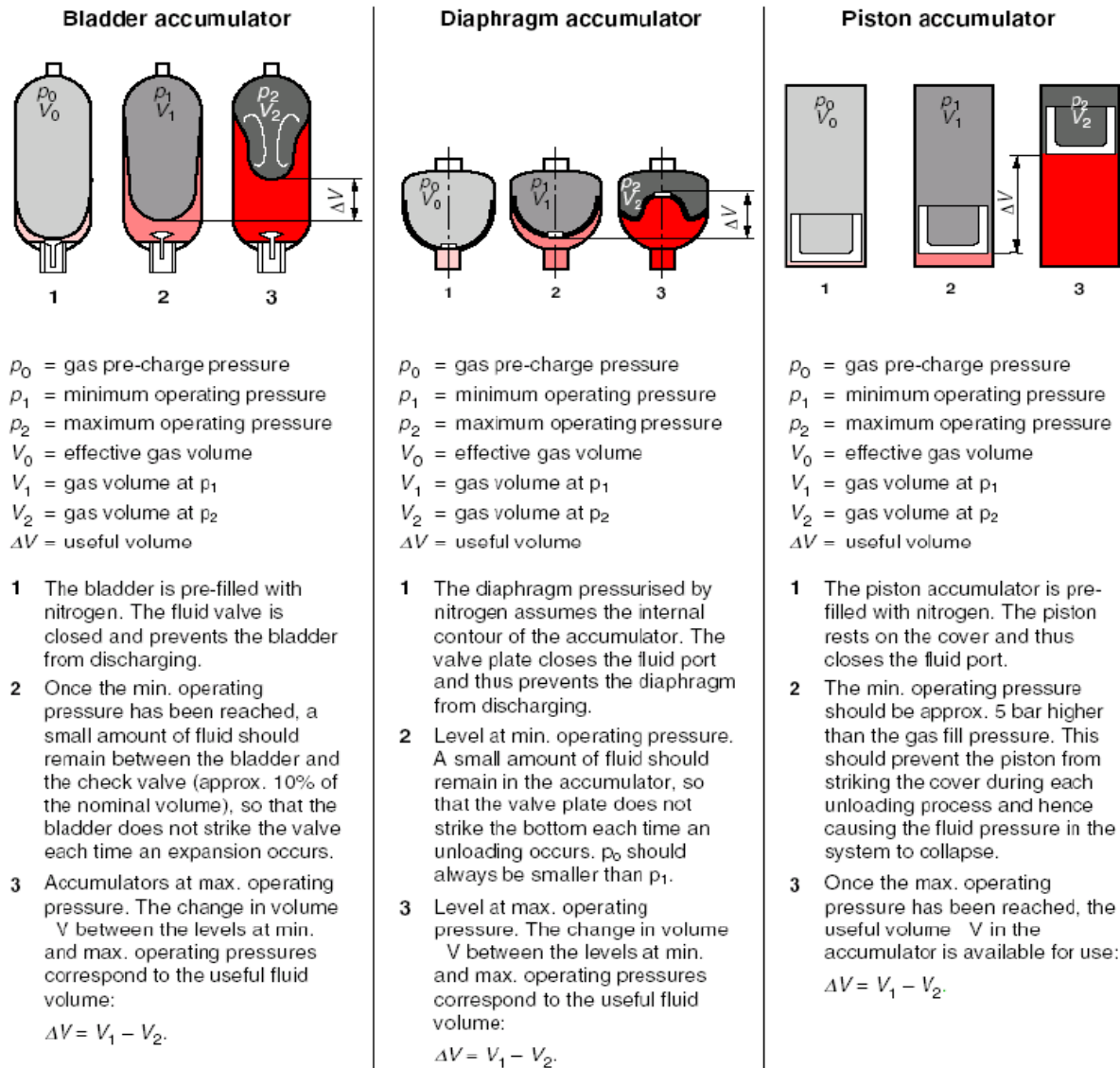
---

<sup>18</sup> Teoretisk sett kan væsker ikke komprimeres. Alle væsker inneholder imidlertid – avhengig av omgivende trykk – en viss mengde gassmolekyler. (Sammenlign for eksempel med mineralvannsflasker som er tilført kullsyre under trykk. Kullsyra er absorbert i vannet så lenge trykket er høyt, men i det øyeblikk korken åpnes, så avlastes trykket og gassen frigjøres.) Under trykk vil disse gassmolekylene komprimeres slik at væske i et innelukket rom vil få et mindre volum når trykket øker. Denne kompresjonen er likevel så liten at en i praksis ikke kan nyttiggjøre seg den opplagrede energien.



En gassakkumulator fylles vanligvis med nitrogen<sup>19</sup> til det trykk som systemet krever, i forhold til de maksimale avvik som godtas i systemet. Uansett er det produsentens forskrifter og anleggets spesifikasjoner som skal følges ved fylling av akkumulatoren.

### 5.13.3 Akkumulatorenes parametere



**Figur 172 – Parametere for forskjellige typer akkumulatører**

(Bosch Rexroth)

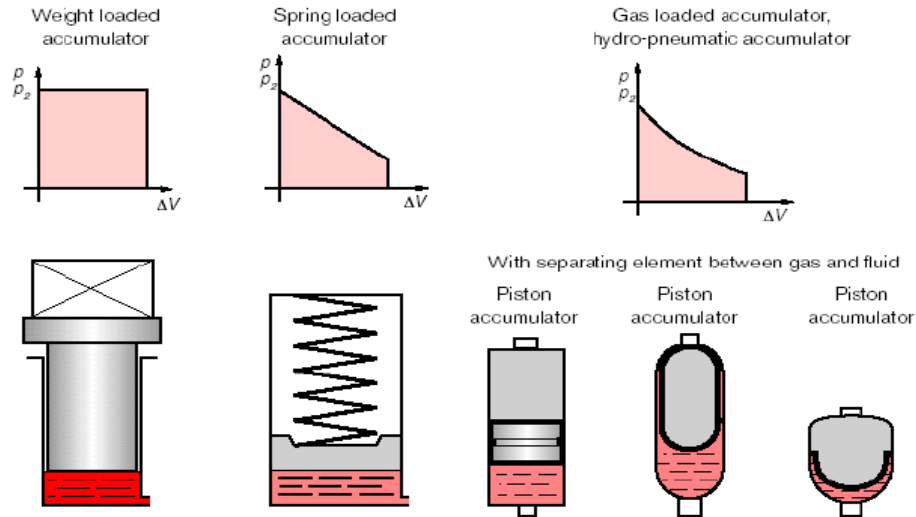
<sup>19</sup> Nitrogen benyttes for å unngå brann- og eksplosjonsfare. Det må ikke under noen omstendighet fylles luft på akkumulatoren. Oksygenet i lufta vil under høyt trykk og temperatur utgjøre en fare for eksplosjon (diese-effekt) hvis det kommer i kontakt med hydraulikkvæska.





### 5.13.4 Akkumulatortyper

Akkumulatorene finnes i en rekke utførelser. De vanligste er stempel, blære- og membranakkumulatører, men for tyngre arbeid og større kapasiteter brukes både vekt- og fjærbelastede akkumulatører.



Figur 173 – Akkumulatortyper

Fra venstre: Vektbelastet –, Fjærbelastet –, Stempel-, Blære- og Membranakkumulatører

#### ➤ Gass – væskeakkumulatører er

- Blæreakkumulatører
- Membranakkumulatører
- Stempelakkumulatører

#### ➤ Mekaniske akkumulatører er

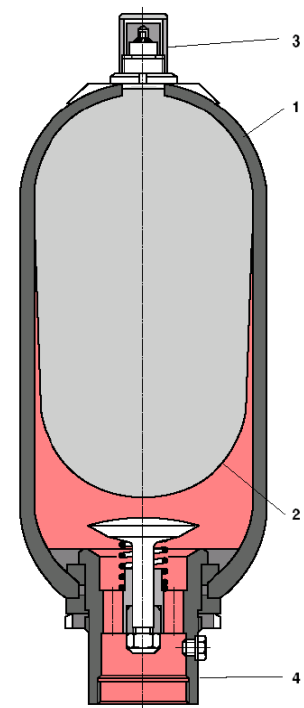
- Fjærbelastede
- Vektbelastede

#### 5.13.4.1 blæreakkumulatoren

Blæreakkumulatoren består av ei syntetisk gummiblære plassert inne i en stålbeholder. En tallerkenventil i innløpsporten holdes normalt åpen av ei fjær slik at akkumulatoren kan tømmes og fylles etter behov. Hvis systemtrykket faller så mye at blæra kommer ned til tallerkenventilen, vil denne stenges og forhindre at blæra tyter ut gjennom tilførselsporten.

Ladetrykket bestemmes av de tillatte maksimums- og minimumstrykk i systemet. Normal forladning er 80 til 90 % av laveste tillatte driftstrykk i systemet.

Blæreakkumulatorene er robuste konstruksjoner og kjennetegnes av at de har relativt små dimensjoner.



Figur 174 – Blæreakkumulatør

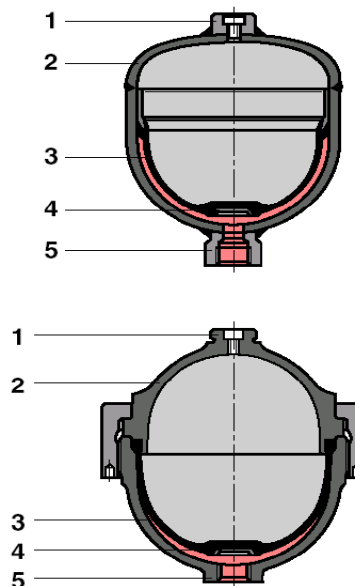
- 1) Akkumulatørhus
- 2) Gummiblære
- 3) Ladeventil
- 4) Væskeport



### 5.13.4.2 Membranakkumulator

Denne er konstruksjonsmessig svært lik blæreakkumulatoren, men har en enklere utførelse. I motsetning til blæreakkumulatoren, så mangler den blæra som inneholder den forkomprimerte gassen. Den har i stedet en membran av syntetisk gummi for å skille mellom væske og gass. Den mangler også tallerkenventilen som stenger utløpet og er derfor mer utsatt for mekaniske skader, noe som forringer akkumulatorens levetid. Dette veies opp av at akkumulatoren er rimelig i anskaffelse samtidig som den har gode egenskaper i forhold til demping av trykksvingninger og høye frekvenser.

Anbefalt ladetrykk er minimum 25 % av maksimalt driftstrykk.



Figur 175 – Membranakkumulator

- |                    |                    |
|--------------------|--------------------|
| 1) Ladeventil      | 2) Stålkappe       |
| 3) Membran         | 4) Ventiltallerken |
| 5) Anslutningsport |                    |

### 5.13.4.3 Stempelakkumulatoren

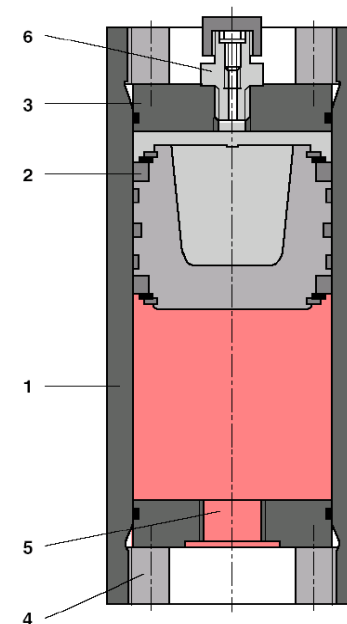
Denne arbeider også etter gass- væskeprinsippet, men i stedet for å benytte en blære eller membran som skille mellom gass og væske, så er den utformet som en sylinder der et fritt flytende stempel danner skillet mellom gassen og væska.

I sylinderens ene endestykke er det en ventil for gassfylling og i motsatt ende tilkobling for systemtrykk.

Svakheten med konstruksjonen er tetningsproblemene mellom det fritt flytende stempelet og sylinderveggen. Stempelets stadige fluktuering innenfor et relativt lite område, fører til konsentrert slitasje med etterfølgende lekkasjer og akkumulatoren mister effekten sin.

Stempelakkumulatoren må kontrolleres jevnlig for slitasje. Dette gjøres lettest ved å skru ut fylleventilen og peile for eventuelle oljelekkasjer. I mange tilfeller kan akkumulatoren kjøres i toppstilling for å drenere lekkasjer gjennom ventilporten. Gassventilen monteres igjen og akkumulatoren lades på nytt med foreskrevet trykk.

Stempelakkumulatoren anvendes når det er behov for store volum. For å spare plass og utnytte akkumulatoren mer effektivt, benyttes det gjerne separate gassflasker. På den måten blir det også mindre variasjoner i oljetrykket når akkumulatoren er i bruk.



Figur 176 – Stempelakkumulator

- |                    |                   |
|--------------------|-------------------|
| 1) Sylindervegg    | 2) Stempel        |
| 3) Øvre endegavl   | 4) Nedre endegavl |
| 5) Anslutningsport | 6) Ladeventil     |



#### 5.13.4.4 Flaskeakkumulatoren

Akkumulatoren består av en vertikalt montert stålflaske med gassfyllingsventil på toppen. Den skiller seg fra blære- og membranakkumulatorene ved at den mangler skillet mellom gass og væske. Det er derfor viktig å kontrollere ladetrykket for å unngå at det kommer gass inn i hydraulikkørerne. Denne ulempen gjør at akkumulatoren kun anbefales i anlegg med lave arbeidstrykk –  $p < 5$  MPa. Løsningen er imidlertid enkel og billig og har derfor fått en del utbredelse.

#### 5.13.4.5 Fjærbelastet akkumulator

Fjærbelastede akkumulatører har et stempel som påvirkes av ei fjær som gis en viss forspenning. I virkemåte ligner den på stempelakkumulatoren, men er ikke så anvendelig som den.

Anvendelsesområdet er helst anlegg med lave trykk der den benyttes til demping av trykksjokk og vibrasjoner.

#### 5.13.4.6 Vektbelastet akkumulator

Dette er den eneste konstruksjonen hvor trykket er konstant enten akkumulatoren er fylt eller ikke. Akkumulatoren består av en vertikal sylinder med et stempel som holdes nede mot væsketrykket av vekter.

Akkumulatoren er godt egnet i anlegg der det er behov for å kompensere for store volumsvingninger. Ulempen er at størrelse og vekt blir deretter og anvendelsesområdet blir derfor svært begrenset.

### 5.14 Måleutstyr

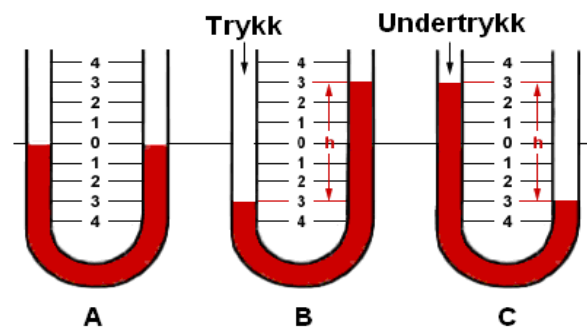
#### 5.14.1 Manometeret

Trykk defineres som kraft ( $F$ ) per flateenhet ( $A$ ). den mest pålitelige måten å måle lave lufttrykk på er å balansere en væske mengde av kjent tyngde mot det trykket en ønsker å måle, for så å måle høyden på væskesøylen. Her er det vanlig å bruke en kvikksølv søyle slik at trykket angis i millimeter kvikksølv søyle (mmHg).

A – viser et manometer laget av et glassrør bøyd i U- form og fylt med væske. Så lenge røret er åpent i begge ender, så vil væskeni vået stabilisere seg i samme høyde i begge rørendene.

B – viser hvordan et positivt trykk tilført det ene røret, vil presse væske nedover og opp i motsatt rørende. Differansen i høyde mellom de to væskeni våene –  $h$  – er et direkte uttrykk for det positive trykket som tilføres røret.

C – viser det tilsvarende forhold som foran, men her er røret utsatt for et undertrykk. Atmosfæretrykket vil nå virke mot væska i den åpne rørende og presse væska oppover på venstre side av U- røret. I dette tilfellet vil høydeforskjellen mellom væskesøylene indikere hvor stort undertrykk det er i røret.



Figur 177 –Væskefylte rør



Instrumenter som ivaretar de nevnte forholdene kalles manometre. Den enkleste formen for manometre er et glassrør bøyd til U- form som vist på Figur 177. Dette instrumentet viser differensialtrykket mellom to forskjellige trykk som er koblet til rørendene eller et spesifikt trykk inne i et system i forhold til et om-liggende trykk – vanligvis atmosfæretrykket.

En vanlig utførelse av et væskemanometer er vist på Figur 178. Her er den ene rørenden utformet med en væskebeholder slik at trykket vises direkte på stiger-øret med den kalibrerte skalaen.

U- rørkonstruksjonen gir et eksakt uttrykk for trykket uavhengig av interne variasjoner i rørets diameter. Dette prinsippet tillater å lage manometre i elastisk materiale slik at rørene kan rulles sammen for transport og så henges opp og strekkes der de skal brukes. Et slikt manometer (Figur 179) vil være like nøyaktig som et laboratorieinstrument og er langt mer praktisk når en skal om bord i et fly, i og med at en slipper å dra rundt med meterlange glassrør i bagasjen.

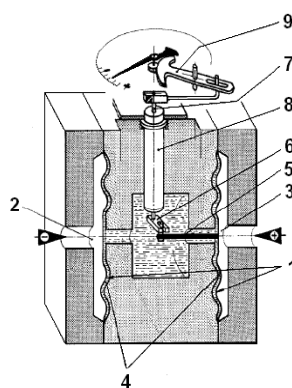
### 5.14.2 Differensialmanometeret

Differensialmanometeret er konstruert for bruk i anlegg der det høye differensialtrykk eller høye statiske trykk. Manometret egner seg for aggressive miljøer, forurensede og viskøse gasser og væsker.

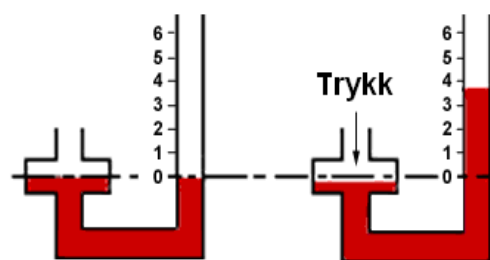
- Nøyaktighet 1,6 %
- Omgivelsestemperatur -20 til +60 C
- Medietemperatur maks. 100 C

#### 5.14.2.1 Differensialmanometrets virkemåte

Differensialmanometeret viser forskjellen i trykk mellom to forskjellige medier. Prosesstrykkene  $p_1$  og  $p_2$  ledes til henholdsvis port 2 og port 3. her arbeider trykkene mot de trykkfølsomme membranene (1) som omslutter det væskefylte kammeret (4). En trykkvariasjon på den ene eller den andre siden vil forplante seg gjennom væska og påvirke den motsatte membran. Staget (5) vil følge membranbevegelsene og påvirker braketten (6).



Figur 180 – Differensialmanometer – prinsipiell virkemåte



Figur 178 - Væskemanometer



Figur 179 – "Reisemanometer"





Den lineære bevegelsen omgjøres til en roterende bevegelse slik at røret (8) vrir i takt med bevegelsene i membranene. Den roterende bevegelsen overføres via armen (7) til hendelsen (9) som via et tannkrans og et tannhjul beveger manometerpila.

### 5.14.3 Bourbon- manometeret

Bourdonrøret ble konstruert av Eugene Bourdon i 1849. Manometre med bordounrør er fortsatt et av de mest brukte for måling av trykk i alle slags væsker og gasser – inkludert luft, vann og damp – innenfor alle trykkområder fra undertrykk og oppover til  $\sim 70$  MPa (700 bar).

Eugene Bourdon grunnla sit eget firma – Bourdon Sedeme Company – i Frankrike for å produsere patentet. De amerikanske patentrettighetene ble kjøpt av Edward Ashcroft i 1852, og han markedsførte patentet under sitt eget navn som Ashcroft-manometeret. Instrumentene er relativt robuste, de er rimelige i anskaffelse og har en tilfredsstillende målenøyaktighet.

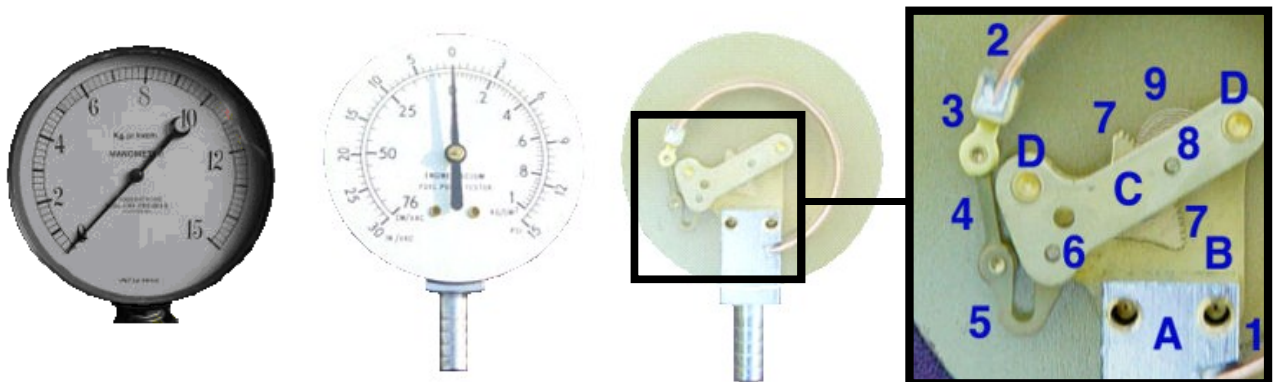


Figur 181 – Væskefylt manometer

Manometrene er enkelt utført, men for å øke nøyaktighet og robusthet, kan manometerhuset fylles med væske – gjerne på glyserinbasis. Fordelen med væskefylte hus er at væska vil dempe bourdonrørets svingninger slik at det får en roligere formforandring ved varierende trykk. Samtidig som væska virker som en "støtdemper", så bidrar den også til å dempe vibrasjoner fra omgivelsene slik at levetiden øker.

#### 5.14.3.1 Bourdon- manometerets oppbygging

Prinsippet for manometeret bygger på det faktum at trykk ( $p$ ) er et resultat av forholdet mellom kraft ( $F$ ) og areal ( $A$ ).



Figur 182 – Bourdonrørmanometer

#### Faste deler:

- A: Koblingsstykke mellom trykkinnløp og bourdonrør
- B: Monteringsplate. Her er overføringsmekanismen og måleskiva festet.
- C: Støtteplate for akslingene i overføringsmekanismen.
- D: Foringshylser mellom monteringsplata og støtteplata

#### Bevegelige deler:

- 1) Bourdonrørets innfesting i koblingsstykket
  - 2) Bourdonrørets frie (bevegelige) ende
  - 3) Festebrakett med hengsle
  - 4) Overføringsstag til svingarm
  - 5) Svingarm med tannkrans (7)
  - 6) Svingarmaksling
  - 7) Svingarmens tannkrans
  - 8) Manometernålas aksling
  - 9) Spiralfjær for forspenning av manometernåla.
- Fjæra sikrer presis indikering og forhindrer hysteres.



Bourdonrøret er et buet rør som er åpent i den enden der trykket skal tilføres, men lukket i motsatt ende. Når trykket ledes inn i røret, så vil kraften mot utsiden av buen bli større enn mot innsiden av røret på grunn av at den ytre buen har et større areal enn den indre buen. Etter hvert som trykket stiger, vil røret derfor rette seg ut og gjennom en overføringsmekanisme vil den lineære bevegelsen omsettes til en roterende bevegelse for stilling av monometerpila.

#### 5.14.4 Nivåmålere

Nivåvaktas oppgave er å varsle om for lavt nivå i tanken. Nivåvaktene opererer etter forskjellige prinsipper fra enkle flottørbryttere til avanserte elektroniske duppeditter som

- Kapasitive eller vibrerende nivåmålere
- Hydrostatiske nivåvakter - upåvirket av væskas konduktivitet og dielektrisitetskonstanter
- Mikrobølgemålere – upåvirket av fuktighet, konduktivitet og dielektrisitetskonstanter
- Ultralydmålere – upåvirket av fuktighet, konduktivitet, dielektrisitetskonstant og densitet
- Radarmålere som er upåvirket av variasjoner i temperatur og trykk. Kan brukes ved temperaturer helt opp til +400°C og trykk på 160 bar

Hvorvidt en skal bruke den ene eller andre typen av nivåvakter avhenger av hvilke kontrollbehov som foreligger, type anlegg med hensyn til brannfare og eksplosjonssikkerhet osv. og ikke minst driftssikkerhet og prisen på de enkelte nivåvaktene.

#### 5.14.5 Trykkvakter

Figur 184 viser en moderne trykkvakt med lokal betjening og display.

Slike trykkvakter er utviklet for pneumatiske og hydrauliske anlegg. Trykkvaktene kombinerer en svært robust design med det ypperste av tilgjengelig måleteknologi og leveres for trykkområder fra 2,5 bar til 600 bar.

Bryteren har to programmerbare PNP- utganger. Som en opsjon kan den også leveres med analog utgang. Det roterbare displayet gir en utmerket lesbarhet selv under vanskelige lysforhold.

Parametere som språk, måleenhet, sett- punkter, 0- punkt, samt måleområde kan legges inn lokalt via en brukervennlig meny. Om ønskelig kan det legges inn passordbeskyttelse for begrenset tilgang.



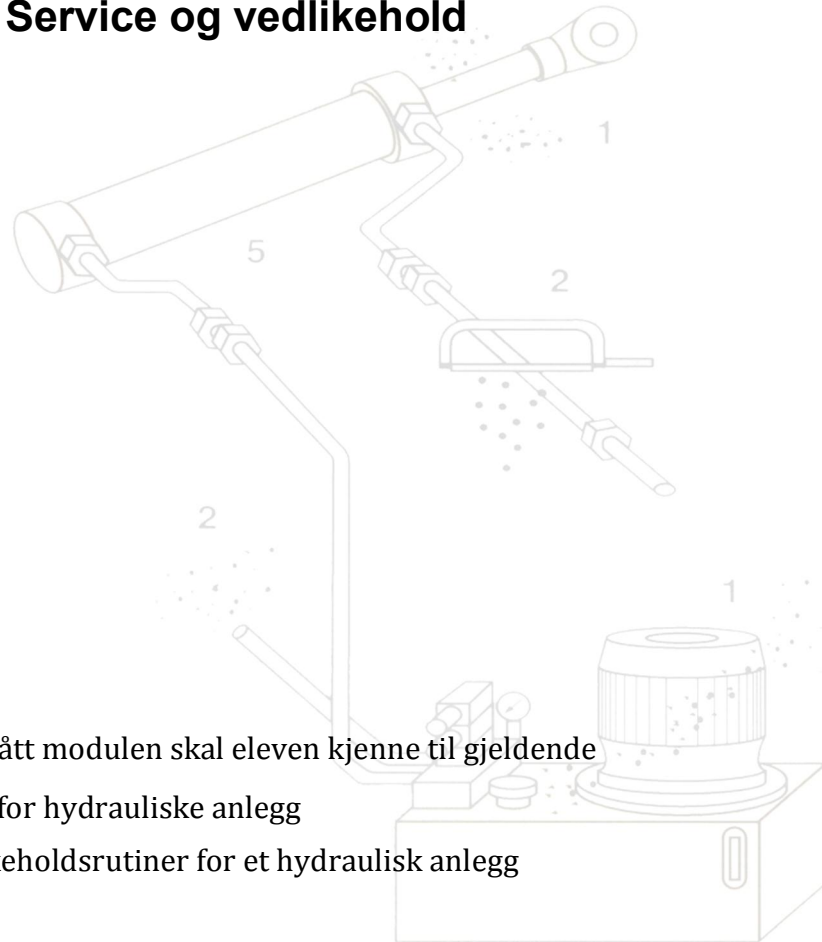
Figur 183 – Hydrostatisk nivåmåler



Figur 184 – Trykkvakt



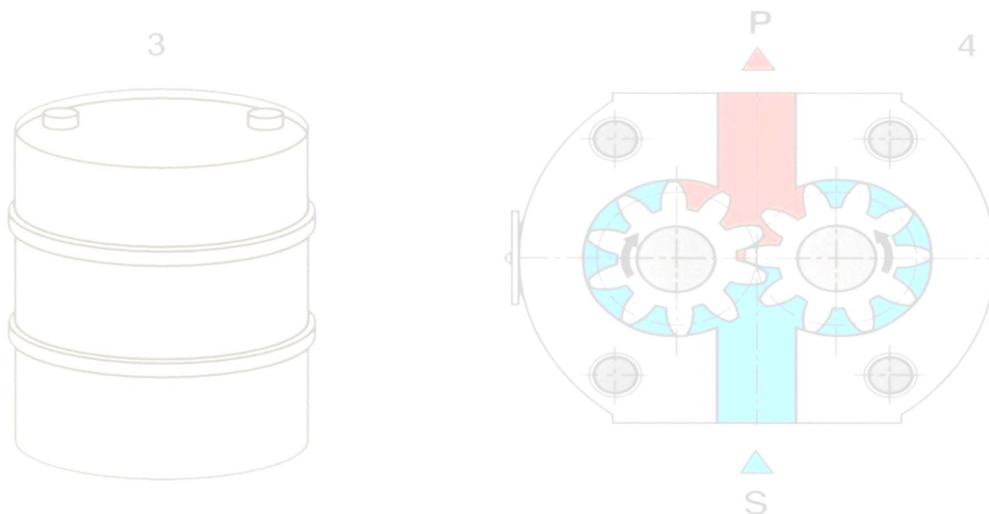
## 6 Oppstart, Service og vedlikehold



Delmål

Etter å ha gjennomgått modulen skal eleven kjenne til gjeldende

- Oppstartrutiner for hydrauliske anlegg
- Service og vedlikeholdsrutiner for et hydraulisk anlegg





## 6.1 Oppstart

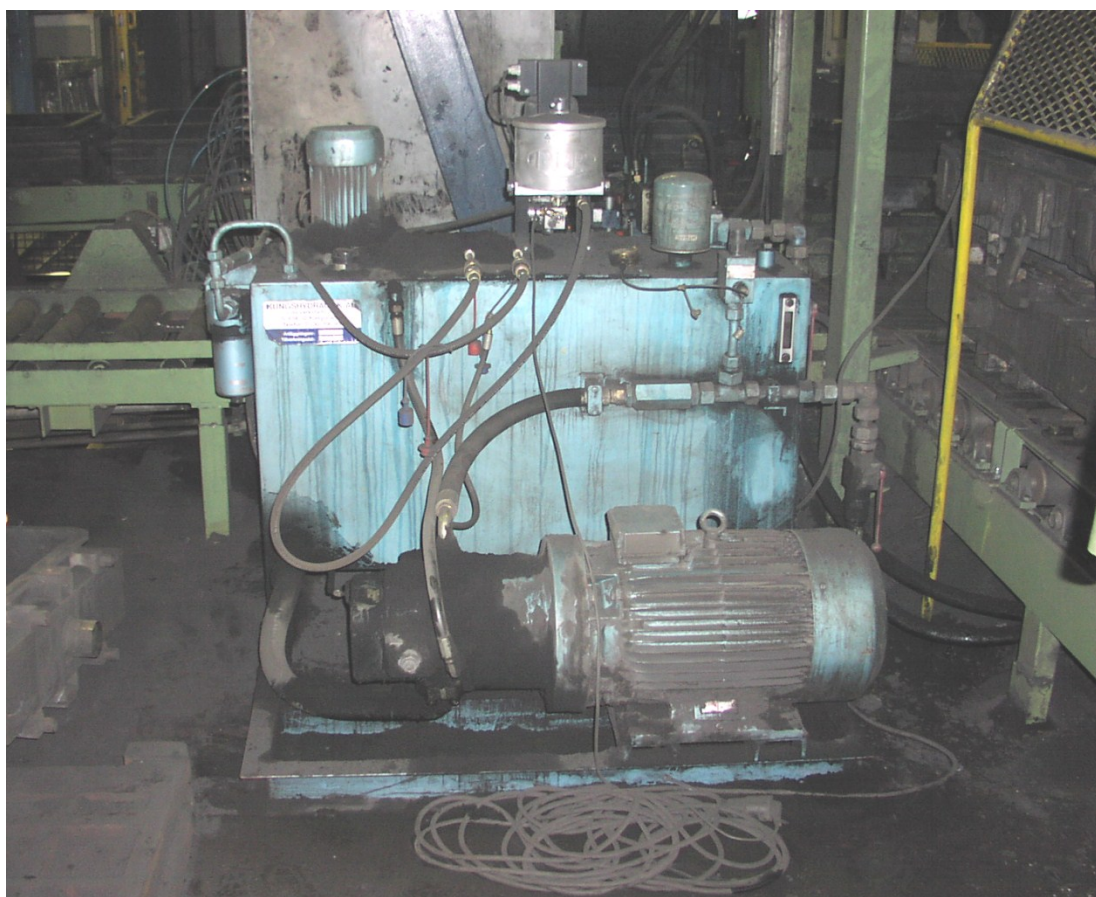
Når et hydraulisk anlegg skal starte for første gang, er det viktig å forholde seg til regler og bestemmelser slik at alle forhold blir tatt hensyn til, for å sikre seg mot unødvendige skader.

Uansett:

Første gangs oppstart skal kun foretas av erfarent personell som er autorisert for oppgaven.

Forsikre deg om at anlegget er montert i henhold til foreliggende koblings skjema og de spesifikasjoner som er gitt for anlegget og at utstyr som elektriske motorer og ventilstyringer har korrekt spenning.

Foreta en visuell kontroll av anlegget slik at en sikrer seg at elektriske motorer, pumper og andre komponenter ikke har skader av noen art.



Figur 185 – Er det slik det skal se ut?





### 6.1.1 Renslighet

Før anlegget fylles med hydraulikkvæske skal en sikre seg at alle komponenter med tilkoblinger er fullstendig rene. Kontroller også at deksler, støvkapper, luftfiltre og lignende utstyr som kan ha blitt demontert under byggeprosessen, er satt på plass igjen før en begynner oppstarten.

Ren hydraulikkvæske er et minstekrav for å unngå skader i anlegget som følge av forurensninger. For å sikre seg at en fyller ren hydraulikkvæske uten forurensninger, anbefales det at fyllingen foretas gjennom et filter med nominell finhet på 10 mikron.

Det skal kun brukes hydraulikkvæske av foreskrevet kvalitet og fylling skjer opp til maksimumsmerket på tanken. Sjekk nivåglasset. I forbindelse med første gangs oppstart kan det hende at det må etterfylles på grunn av at komponenter må luftes etter hvert som systemet fylles av væske.

### 6.1.2 Kilder til forurensning

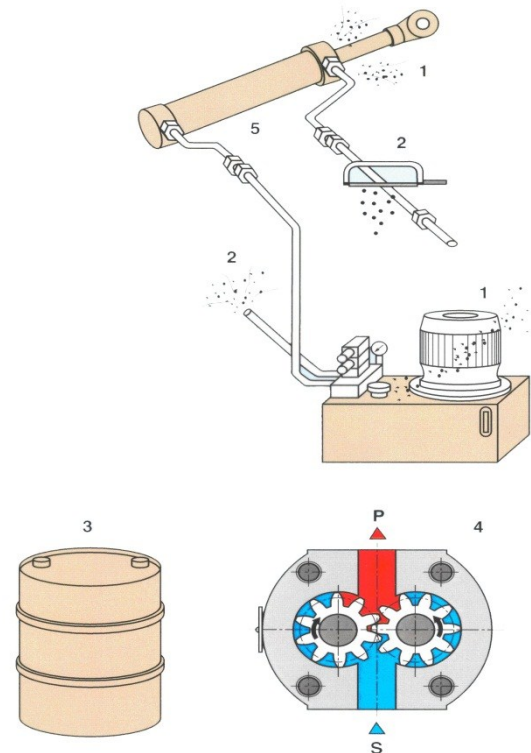
Når det gjelder forurensning av hydrauliske anlegg, så kan det ikke nevnes ofte nok:

**De vanligste kilder til forurensning ligger utenfor selve anlegget.**

Dette gjelder forurensninger som bringes inn i systemet fordi de var til stede allerede ved monteringen. Videre er det forurensninger som kommer inn i systemet som følge av manglende rutiner i forbindelse med

Kontroll og ettersyn av

- sylinderens skraperinger
- hydraulikk tankens lufte- og ventilasjonsfilter
- Reparasjons- og vedlikeholdsarbeid
- Fylling eller etterfylling av hydraulikkvæske
- Forurensninger som egenproduseres i anlegget forekommer i bare mindre grad. Disse er i hovedsak som følge av slitasje på grunn av
- Friksjon i pumper og motorer
- Friksjon i sylindere mellom stempel og sylinderrør samt mellom stempelstang og dennes føringer.



**Figur 186 – Vanlige årsaker til forurensning i hydraulikkanlegg**

### 6.1.3 Akkumulatorer

Eventuelle akkumulatorer i anlegget skal trykkesettes i henhold til oppgitte spesifikasjoner. Fyllingen skjer ved hjelp av spesialutstyr og det skal bare brukes nitrogen når en fyller.



## 6.1.4 Pumper og motorer

### 6.1.4.1 Rotasjonsretninger

På pumper og elektriske motorer er det angitt med skilter hvilken rotasjonsretning de skal ha. Rotasjonsretningen på elektromotorer må kontrolleres for riktig rotasjonsretning før de kobles til pumpeakselen. Dette gjøres med en kort startpuls.

Når det er avklart at motoren har riktig rotasjonsretning, kobles den til pumpa. Alle bolter kontrolleres for riktig tiltrekking og samtidig sjekkes at ventiler for inn- og utløp mellom tank, pumpe og system er åpnet.

### 6.1.4.2 Oppstart

Hydraulikkpumpa bør startes ved lavest mulige trykk og kjøres i gjentatte korte intervaller. Sjekk at pumpa umiddelbart leverer væske. Hvis dette ikke skjer gjentas start / stopp prosessen i korte intervaller inntil pumpa suger væske. Viser det seg vanskelig å få pumpa til å ta, så kan en med fordel prime pumpa med hydraulikkvæske.

Når pumpa begynner å levere væske, kontrolleres det at gangen er normal.

Systemet kan nå luftes ved at ventiler betjenes og arbeidselementer kjøres ved lavest mulige arbeidstrykk.

Grundig utlufting av anlegget er meget viktig. Hvis dette ikke gjøres, vil det påvirke anleggets funksjonalitet og vanskeliggjøre innkjøringen av anlegget. Samtidig med denne prosessen kontrolleres væsknivået i tanken. Om nødvendig skal tanken etterfylles.

### 6.1.4.3 Trykkinnstilling

Etter å ha startet anlegget som beskrevet under "Oppstart", kan trykkbegrensningsventilen stilles til om lag 30 % av normalt arbeidstrykk. Alle komponenter i anlegget skal nå kjøres og kontrolleres for riktig funksjon. Samtidig kontrolleres anleggets mekaniske konstruksjon samt at eventuelle slanger ikke er for korte eller står i uheldige vinkler slik at de kan skades.

Systemtrykket økes nå til angitt arbeidstrykk. Anlegget kontrolleres på nytt ved at en sjekker koblinger og ventiler for eventuell lekkasje.

### 6.1.4.4 Funksjonskontroll av ventiler

Kontroller at

- Samtlige retningsventiler i anlegget fungerer som de skal
- Samtlige strupeventiler er innstilt på riktig hastighet for sine respektive funksjoner
- Eventuelle andre trykkbegrensnings-, trykkreduksjons- og sekvensventiler er innstilt på riktig trykk

### 6.1.4.5 Temperatur

Driftstemperatur på anlegget bør kontrolleres når det er startet opp. Temperaturkontrollen bør helst foretas under normale driftsforhold de første 6 – 8 timer. Det skal legges spesielt vekt på kontroll av hydraulikkvæske, elektriske motorer, solenoider, pumper og arbeidselementer for å unngå at noen av disse overoppheites.

Anbefalt driftstemperatur er  $50^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ .



### 6.1.5 Spyling (Flushing)

I forbindelse med første gangs oppstart er det viktig å sikre at anlegget og dets rørsystem er helt rent ved at det spyles grundig. Hensikten er å løsne og spyle ut alle forurensninger som måtte ha kommet inn i anlegget enten under produksjonen av anleggets enkeltdeler eller under montasjearbeidet, slik at forurensninger ikke blir værende i anlegget og fører til skader når det settes i drift. Vanlige spylemetoder er

Spyling med hydraulikkvæske med etterfølgende skifting av hydraulikkvæske og filtre

Mekanisk rensing med trykkluft og renseplugg

Høyeffektspyling

Metode eller kombinasjoner av metoder som benyttes, avhenger av systemets konstruksjon, dets størrelse, betydningen er av driftsforstyrrelser og hvorfor en ønsker å gjennomføre en flushing.

En korrekt utført spyling vil fjerne forurensninger slik at eventuelle nye forurensninger er de som måtte oppstå under drift. Slike forurensninger vil fanges opp av filtrene og således ikke utgjøre noen umiddelbar fare for skader.

#### 6.1.5.1 Fremgangsmåte

Spylingen foretas enklest ved at rørledningene kobles fra og kortsluttes ved alle arbeids-elementer som sylindere og motorer, slik at hydraulikkvæsken sirkulerer uten trykkfall i hele rørsystemet. Der det er mulig bør væskens strømningsretning veksles flere ganger slik at spylingen blir så effektiv som mulig.

Retningslinjer foreskriver at et visst nivå av renhet skal oppnås under spylingen. Noen ganger foreskrives også hvor høye strømningshastigheter som skal benyttes. Vanligvis anbefales det å benytte normale hastigheter (driftshastighet) i nærmere bestemte tidsintervaller samtidig som også filtreringen skal ivareta en viss finhetsgrad. Mer spesifikke retningslinjer kan kreve at det skal oppnås en spesifisert renhetsgrad som skal dokumenteres ved hjelp av godkjente analysemetoder.

#### 6.1.5.2 Væskeshastigheter under spyling

For å oppnå skikkelig løsriving av eventuelle partikler som glødeskall eller andre forurensninger som har satt seg fast i anlegget, så er det nødvendig å øke strømningshastigheten. Væskestrømmens hastighet er således en kritisk faktor for å oppnå den foreskrevne renhet.

Eventuelle forurensninger vil fanges opp av filtrene. I større anlegg kan det være en fordel å montere ekstra filtre ute i rørsystemet for å effektivisere spylingen.

For å oppnå en fullgod rengjøring, bør spylingen foregå over flere timer.

Når spylingen er gjennomført skal alle filterinnsatser byttes med nye innsatser.



## 6.2 Service- og vedlikehold

### 6.2.1 Generelt

For å unngå driftsforstyrrelser er gode service- og vedlikeholdsrutiner påkrevd. Rutinemessig tilsyn bør skje på bakgrunn av driftstid eller faste tidsintervaller. Behovet for tilsyn varierer med systemets utførelse og miljømessige forhold på driftsstedet. Rutinekontroll under drift bør foretas rutinemessig, mens mer inngående ettersyn kan skje med større tidsintervaller på inntil 1 til 5 år.

#### **Viktig!**

**Når det foretas ettersyn av anlegget er det viktig å være ytterst påpasselig med rensligheten!**

**Det anbefales å foreta en systematisk rapportering og registrering av alle tiltak som blir gjort i forbindelse med service- og vedlikeholdsarbeid.**

### 6.2.2 Service- og vedlikeholdsrutiner

#### 6.2.3 Filtre

Alle filterinnsatser i anlegget byttes første gang etter maksimum 50 driftstimer. Deretter byttes filtrene i intervaller som foreskrevet for anlegget.

Et vanlig driftsintervall er om lag 500 timer. Dessuten bør filtrene byttes etter 50 timer når det har vært foretatt vedlikeholdsarbeid på anlegget hvorefter en kan gå tilbake til normale driftsintervaller igjen.

#### 6.2.4 Pumper

Pumper i drift kontrolleres enklest ved å måle driftstemperaturen. Den målte temperaturen sammenholdes med aktuelle oppgaver som er fremskaffet av produsenten av utstyret. Ved for høy temperatur skal pumpa stoppes umiddelbart for kontroll og eventuelt ettersyn. Videre kan pumpehavarier unngås ved å kontrollere pumpas lydnivå og karakter ved hver oppstart.

Eventuell slitasje i pumpa kan avdekkes gjennom måling av den eksterne væskelekkasje og sammenholde de målte verdier med tabeller fra utstyrprodusenten.

#### 6.2.5 Trykkventiler

Trykkbegrensningsventiler kontrolleres normalt med hensyn til tettheten. Dette skjer enklest gjennom å kjenne på røret i utløpsåpningen. Hvis trykkbegrensningsventilen er normalt stengt, skal røret være betydelig kaldere enn anlegget for øvrig.

I tillegg kontrolleres

- At trykkventilene er riktig innstilt
- At trykkreduceringsventiler har riktig innstilt sekundærtrykk
- At trykkbegrensningsventilen eller trykkreduceringsventilen er låst med egen låseskrue. Hvis ventilene ikke er låst skikkelig, risikerer en at vibrasjoner i anlegget bevirker at ventilene kommer ut av innstillingene sine.



### 6.2.6 Retningsventiler

Retningsventilene skal kontrolleres hvis det oppstår kryping i sylindere og motorer. Slik kryping kan være forårsaket av indre lekkasjer i retningsventilene.

Hos ventiler utstyrt med vekselstrømsspoler kan disse brenne og forstyrre ventilfunksjonen slik at ventilen ikke stiller om som den skal, hvilket i sin tur kan bero på forurensning i ventilen.

### 6.2.7 Strupeventiler

Kontroller at hastighetene til de enkelte arbeidselementer i systemet holder seg innenfor angitte toleranser. Hvis så ikke er tilfelle, må ventilen justeres. Hvis ventilen har en egen innstillingsskala, må det kontrolleres at innstillingen ikke er endret.

### 6.2.8 Tilbakeslagsventiler

Tilbakeslagsventilene krever normalt ikke spesielt ettersyn. Når det gjelder trykkstyrte tilbakeslagsventiler, så må disse kontrolleres med hensyn til tetthet. Dette kan gjøres ved for eksempel å kontrollere om en hengende last siger.

### 6.2.9 Akkumulatorer

Ladetrykket på akkumulatorer må kontrolleres med jevne mellomrom. Framgangsmåten er som følger:

- Væskevolumet i akkumulatoren stenges inne ved å lukke alle ventiler og stanse pumpa
- Akkumulatorens evakueringsventil til tank åpnes langsomt. Samtidig iakttas manometertrykket.
- I samme øyeblikk som akkumulatoren er helt tømt for væske skal nåla på manometeret falle raskt mot null. Manometertrykket akkurat i det øyeblikk nåla begynner å falle raskt, angir akkumulatorens forladningstrykk.

Hvis det avleste trykket er lavere enn det som er foreskrevet, skal akkumulatoren etterfylles til riktig trykk. Husk at det kun skal brukes nitrogen ved etterfylling.

I anlegg med stempelakkumulatorer kontrolleres forladningstrykket på samme måte som beskrevet ovenfor. Hvis forladningen er under foreskrevet trykk, må en undersøke årsaken til hvorfor trykket er for lavt. Årsaken kan være slitte stempelpakninger i akkumulatoren. Vær oppmerksom på at anlegg med akkumulatorer fortsatt er aktive selv om pumpa er stanset. Arbeid på anlegget må derfor ikke igangsettes før akkumulatoren er tømt for væske.

### 6.2.10 Kjølere, varmeelementer og lignende

Ved bruk av luftkjølere må viftefunksjonen kontrolleres. Dette gjøres enklest ved å kjenne på avluftingsstrømmen fra kjøleren. Luftstrømmen skal føles varm.

Rørkjølere skal kontrolleres hvis kjøleeffekten er dårlig. En årsak kan være tilstopping av kjølerørene på vannsiden. Kjøleren må da demonteres og rengjøres ved å løsne gavlene og kjølerørene trekkes ut av huset.

I anlegg med termostatventil skal denne være plassert foran kjøleren.

Varmepatroner, termostater, nivå- og trykkvakter:

- Innstillinger og funksjon kontrolleres med jevne mellomrom.



### **6.2.11 Hydraulikkvæska**

Væskenivået skal kontrolleres i små tidsintervaller. Oppdages det at væska forsvinner skal årsaken til dette undersøkes og rettes umiddelbart. Når ny hydraulikkvæske etterfylles skal det nyttes samme kvalitet som tidligere.

En anbefaling er at en med jevne mellomrom leverer inn prøver av hydraulikkvæska til leverandøren før å få avklart væskas kvalitet og tilstand.

### **6.2.12 Rørledninger**

Rørledningssystemet bør sjekkes med jevne mellomrom med henblikk på mulige lekkasjer samt innfesting i klammere.

Oppdages lekkasjer, skal disse repareres omgående. Det er også viktig at alle innfestinger er intakte uten tegn til bevegelser mellom klammer og rørledning. Hvis innfestingene er svekket, kan rørene komme i svingninger på grunn av vibrasjoner og trykksjokk i systemet. Dette kan føre til rørledningsbrudd eller lekkasjer i kuplinger med etterfølgende driftsforstyrrelser.



## 7 Tabeller, symboler og formler

Arbeidet som vert gjort når ein akselererer (eller bremsar) ein partikkel i løpet av eit infinitesimalt tidsintervall  $dt$  er gjeve ved:

$$\mathbf{F} \cdot d\mathbf{x} = \mathbf{F} \cdot \mathbf{v} dt = \frac{d\mathbf{p}}{dt} \cdot \mathbf{v} dt = \mathbf{v} \cdot d\mathbf{p} = \mathbf{v} \cdot d(m\mathbf{v}) = \frac{m}{2} d(\mathbf{v} \cdot \mathbf{v}) = \frac{m}{2} dv^2 = d\left(\frac{mv^2}{2}\right)$$

Sidan dette er den totalderiverte (altså partikkelen er berre avhengig av sluttstanden, og ikkje korleis han kom der), kan vi integrere han og kalle resultatet kinetisk energi:

$$E_k = \int \mathbf{F} \cdot d\mathbf{x} = \int \mathbf{v} \cdot d\mathbf{p} = \frac{mv^2}{2}$$

Denne likninga seier at den kinetiske energien ( $E_k$ ) er lik integralet av prikkproduktet til snøggleiken ( $\mathbf{v}$ ) til ein lekam og den infinitesimale endringa av lekamen si rørslemengd ( $\mathbf{p}$ ). Ein tenkjer seg at lekamen byrjar utan kinetisk energi når den er i ro.

Relativistisk sett må vi endre uttrykket for lineær rørslemengd. Integrerer vi stykkevis får vi:

$$E_k = \int \mathbf{v} \cdot d\mathbf{p} = \int \mathbf{v} \cdot d(m\gamma\mathbf{v}) = m\gamma\mathbf{v} \cdot \mathbf{v} - \int m\gamma\mathbf{v} \cdot d\mathbf{v} = m\gamma v^2 - \frac{m}{2} \int \gamma d(v^2)$$

Husk at  $\gamma = (1 - v^2/c^2)^{-1/2}$ , slik at:

$$E_k = m\gamma v^2 - \frac{-mc^2}{2} \int \gamma d(1 - v^2/c^2) = m\gamma v^2 + mc^2(1 - v^2/c^2)^{1/2} + C$$

Og dermed:

$$E_k = m\gamma(v^2 + c^2(1 - v^2/c^2)) + C = m\gamma(v^2 + c^2 - v^2) + C = m\gamma c^2 + C$$

Integreringskonstanten finn ein ved å observere at  $\gamma = 1$  når  $\mathbf{v} = 0$ , slik at vi får den vanlege likninga:

$$E_k = m\gamma c^2 - mc^2 = \frac{mc^2}{\sqrt{1 - v^2/c^2}} - mc^2$$



## 7.1 Grunneheter i SI- systemet

SI- systemets sju grunneheter:

Benevning	Formeltegn	enhet	Symbol
Lengde	s	meter	(m)
Masse	m	kilogram	(kg)
Tid	t	sekund	(s)
Temperatur	T	Kelvin	(K)
Elektrisk strøm	I	Ampere	(A)
Lysstyrke		candela	(cd)
Stoffmengde		mol	(mol)

**Tabell 6 – SI- systemets grunneheter**

Ut fra disse definerte grunneheterne kan vi avlede andre enheter som er nødvendige eller praktiske å bruke. En generell regel for avledning av enheter er at kommaet skal flyttes i trinn på tre plasser – enten til høyre eller venstre.

Ut fra dette kan vi benytte enheter som km – m – mm – for å tilkjennegi lengdeenheter. Vi bør helst unngå å bruke enheten cm.

Avledninger av enhetene gjøres med bruk av prefikser slik det er vist i tabellen nedenfor:

Prefiks	Symbol	Tallverdi	
giga	G	$10^9$	= milliard
mega	M	$10^6$	= million
kilo	k	$10^3$	= tusen
hekto	h	$10^2$	= hundre
deka	da	$10^1$	= ti
desi	d	$10^{-1}$	= tittel
centi	c	$10^{-2}$	= hundredel
milli	m	$10^{-3}$	= tusendel
mikro	$\mu$	$10^{-6}$	= milliondel
nano	n	$10^{-9}$	= milliarddel

**NB!**  
Enhetene hekto, deka, desi og centi bør unngås.

**Tabell 7 – Avledede enheter fra SI- systemet**





## 7.2 ISO grunnenheter og eldre tekniske måleenheter

Benevning	Formel mel- tegn	SI- enhet	Symbol	Tekniske enheter	SI og tekniske en- heter
Distanse	s	meter	m	m	
Areal	A	kvadratmeter	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	
Volum	V	kubikkmeter	m <sup>3</sup>		
Volumstrøm	q	kubikkmeter per sekund	m <sup>3</sup> /s	cm <sup>3</sup> /min	
Tid	t	sekund	s		
Hastighet	v	meter per sekund	m/s	km/t	1 m/s = 3,6 km/t
Kraft	F	Newton	N	kp <sup>20</sup>	1 kp = 9,81 N
Vridningsmoment	M	newtonmeter	Nm		
Masse	m	kilogram	kg	1 kp s <sup>2</sup> /m = 1 Hyl	1 kp s <sup>2</sup> /m = 9,81kg
Spenning	σ	MPa	N/mm <sup>2</sup>		1 kp/mm <sup>2</sup> = 9,81 N/mm <sup>2</sup>
Spesifikt trykk	p	Pascal	Pa	bar	1 bar = 0,1 MPa
Arbeid	W	joule	J	kp m (hkh)	1 kp m = 9,81 Nm
Effekt	P	Watt	W	Hk	1 hk = 735,5 W
Energi	P	newtonmeter	Nm (J, Ws)	cal	1 cal = 4,1868 J
Temperatur	T	Kelvin <sup>21</sup>	K	C	0°C = 273,15 K
Varmemengde	Q	Joule	J	cal <sup>22</sup>	1 cal = 4,1868 J

Tabell 8 – ISO- systemets enheter og tekniske måleenheter

<sup>20</sup> Kilopond (kp) er det tekniske målesystemets enhet for kraft. Enheten er et uttrykk for den kraft som er nødvendig for å løfte en masse (m) på 1 kg = 9,81 N.

<sup>21</sup> Skaleringen i K er lik C- skalaen. Kelvin tar imidlertid utgangspunkt i 0- punktet som er -273,15°C. Vannets frysepunkt blir dermed 273,15 K.

<sup>22</sup> En kalori er den varmemengde som skal til for å varme opp et gram vann en grad Celsius



### 7.3 Det greske alfabetet

Alfa	ά Α	Beta	β Β	Gamma	γ Γ
Delta	δ Δ	Epsilon	ε Ε	Zeta	ζ Ζ
Eta	ή Η	Theta	θ Θ	Jota	ι Ι
Kappa	κ Κ	Lambda	λ Λ	My	μ Μ
Ny	ν Ν	Ksi	ξ Ξ	Omikron	ο Ο
Pi	π Π	Rho	ρ Ρ	Sigma	σ Σ
Tau	τ Τ	Ypsilon	υ Υ	Phi	φ Φ
Chi	χ Χ	Psi	ψ Ψ	Omega	ω Ω

Tabell 9 – Det greske alfabetet – Navn, små og store bokstaver

### 7.4 Bokstavkoder

BOKSTAVBETEGNELSE PÅ KOMPONENTER OG FUNKSJONER			
A	OG- funksjon (AND)	O	ELLER- funksjon (OR)
B	Tilbakeslagsventil	P	Programverk – motor- eller trinnmatet
C	Sylinder	Q	Væske- eventuelt gassbeholder
D	Strupe- og tilbakeslagsventiler	R	Trykkregulator
E	Magnetstyrt ventil	S	Signalgiver
F	Filter	T	Tid og Pulsfunksjoner
G	Manometer	U	Diverse styrekomponenter
H	Avstengingsventil	V	Effektventil
K	Ekspansjonskammer, kapasitans	X	Diverse ventiler
L	Smøreapparat	Y	JA- funksjon (YES)
M	MINNE- funksjon (MEMORY)	Z	Diverse drivelementer, vridende, roterende og lignende
N	IKKE- funksjon (NOT)		

Tabell 10 – Standardiserte bokstavbetegnelser



## 7.5 Matematikk – Regneregler:

7.5.1 Potenser	7.5.2 Røtter
$a^1 = a$	$\sqrt[n]{ab} = \sqrt[n]{a}\sqrt[n]{b}$
$a^0 = 1$	$\sqrt[n]{\frac{a}{b}} = \frac{\sqrt[n]{a}}{\sqrt[n]{b}}$
$a^{-n} = \frac{1}{a^n}$	$\sqrt[n]{\sqrt[m]{a}} = \sqrt[nm]{a}$
$a^{\frac{x}{n}} = \sqrt[n]{a^x}$	$a^n \sqrt[n]{b} = \sqrt[n]{a^n b}$
$a^n a^m = a^{n+m}$	$\sqrt[m]{\sqrt[n]{a}} = \sqrt[nm]{a}$
$\frac{a^n}{a^m} = a^{n-m}$	$\sqrt[nq]{a^{mq}} = \sqrt[n]{a^m}$
$(ab)^n = a^n b^n$	
$\left(\frac{a}{b}\right)^n = \frac{a^n}{b^n}$	
$(a^b)^n = a^{bn}$	
$(a^n)^m = a^{n \cdot m}$	

Tabell 11 – Regneregler for potenser og kvadratrøtter

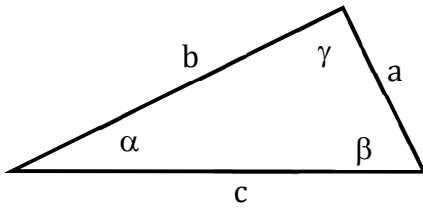
### 7.5.3 Flerleddede uttrykk

$(a + b)^2 = a^2 + 2ab + b^2$
$(a - b)^2 = a^2 - 2ab + b^2$
$(a + b)(a - b) = a^2 - b^2$

Tabell 12 – Utledning av flerleddede uttrykk



## 7.6 Trigonometri



$$A = \frac{b \cdot c \cdot \sin \alpha}{2}$$

$$A = \frac{a \cdot c \cdot \sin \beta}{2}$$

$$A = \frac{a \cdot b \cdot \sin \gamma}{2}$$

### 7.6.1 Herons formel:

(s = summen av sidekantene i trekanten)

$$A = \sqrt{\frac{s}{2} \left( \frac{s}{2} - a \right) \left( \frac{s}{2} - b \right) \left( \frac{s}{2} - c \right)}$$

Tabell 13 – Trigonometriske regneregler

### 7.6.2 Beregning av vinkler (Sinusfunksjonen)

	Sin <sup>23</sup>	Cos <sup>24</sup>	Tan <sup>25</sup>
	$\sin \alpha = \frac{a}{c}$	$\cos \alpha = \frac{b}{c}$	$\tan \alpha = \frac{a}{b}$
	$\sin \beta = \frac{b}{c}$	$\cos \beta = \frac{a}{c}$	$\tan \beta = \frac{b}{a}$

### 7.6.3 Pytagoras:

$$a^2 + b^2 = c^2$$

## 7.7 Metriske potenser

Nedenstående tabell viser sammenhengen mellom metriske enheter og potenser av disse.

1 m	=	10 <sup>2</sup> cm	=	10 <sup>3</sup> mm
1 m <sup>2</sup>	=	10 <sup>4</sup> cm <sup>2</sup>	=	10 <sup>6</sup> mm <sup>2</sup>
1 m <sup>3</sup>	=	10 <sup>6</sup> cm <sup>3</sup> (1000 l)	=	10 <sup>9</sup> mm <sup>3</sup>
1 mm	=	10 <sup>-1</sup> cm	=	10 <sup>-3</sup> m
1 mm <sup>2</sup>	=	10 <sup>-2</sup> cm <sup>2</sup>	=	10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>
1 mm <sup>3</sup>	=	10 <sup>-3</sup> cm <sup>3</sup>	=	10 <sup>-9</sup> m <sup>3</sup>

Tabell 14 – Overganger mellom lengde, areal og volum

<sup>23</sup> Sin α = motstående katet (a) til vinkelen (α) delt på hypotenusen (c)

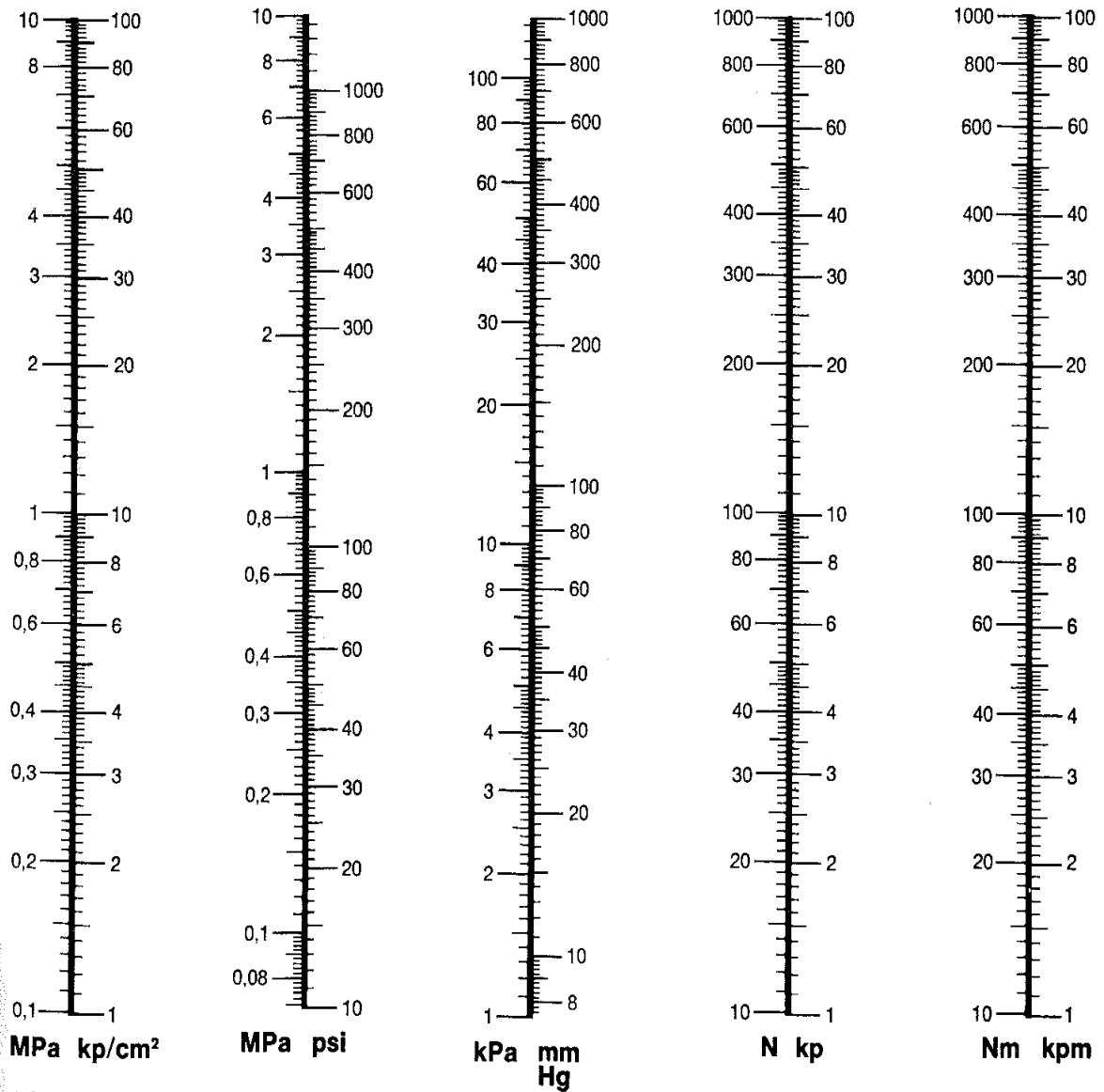
<sup>24</sup> Cos α = hosliggende katet (b) til vinkelen (α) delt på hypotenusen (c)

<sup>25</sup> Tan α = motstående katet (a) til vinkelen (α) delt på hosliggende katet (b)



## 7.8 Grafisk sammenligning av ISO- og Tekniske enheter

### TRYKK-, KRAFT- OG KRAFTMOMENT SKALAER



1 MPa (megapascal) = 1<sup>6</sup>Pa = 1000 kPa Kilo-  
pascal) = 10,2 kp/cm<sup>2</sup>

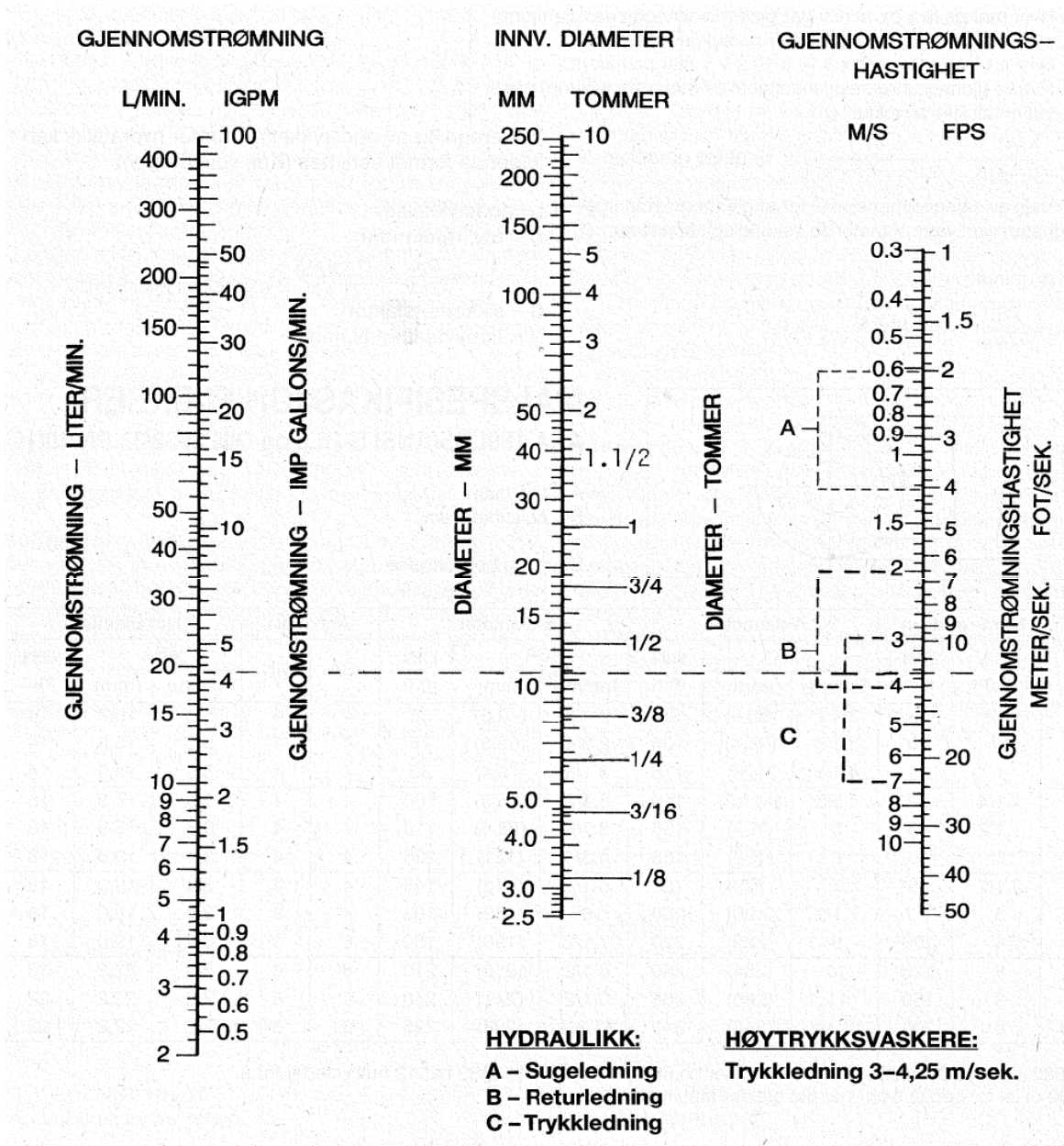
1N (newton) = 0,102 kp (kilopond)

Tabell 15 – Trykk-, kraft- og momentdiagram for ISO- og Tekniske enheter



## 7.9 Nomogram for strømningshastighet i rør og slanger

For å velge dimensjoner på rør eller slanger, benyttes som oftest tabeller og nomogrammer. Nomogrammet nedenfor brukes ved valg av innvendig rør- eller slangediameter basert på en gitt volumstrøm i liter eller engelske gallon per minutt.



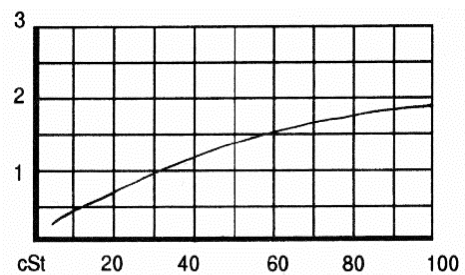
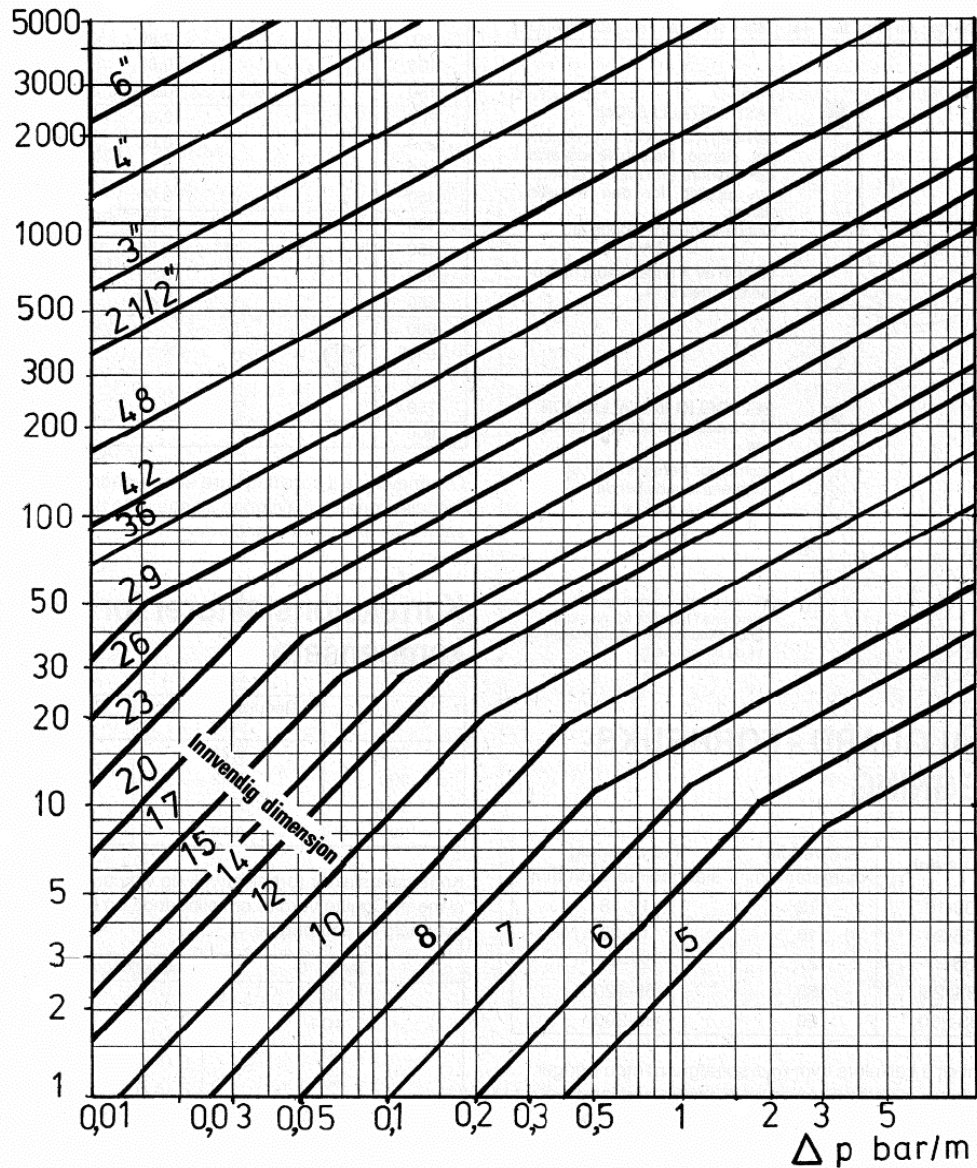
Tabell 16 – Nomogram utarbeidet for mineralolje og vanlig driftstemperatur.

Hvis anlegget skal startes i kulde eller driftes kontinuerlig anbefales det å velge dimensjoner for de lavere hastighetsområdene. Dette gjelder også for trykkledninger til hydrauliske motorer.

Ved bruk av lange ledninger må det tas hensyn til trykkfallet. (Se eget nomogram.)



## 7.10 Nomogram for trykkfall i rør og slanger



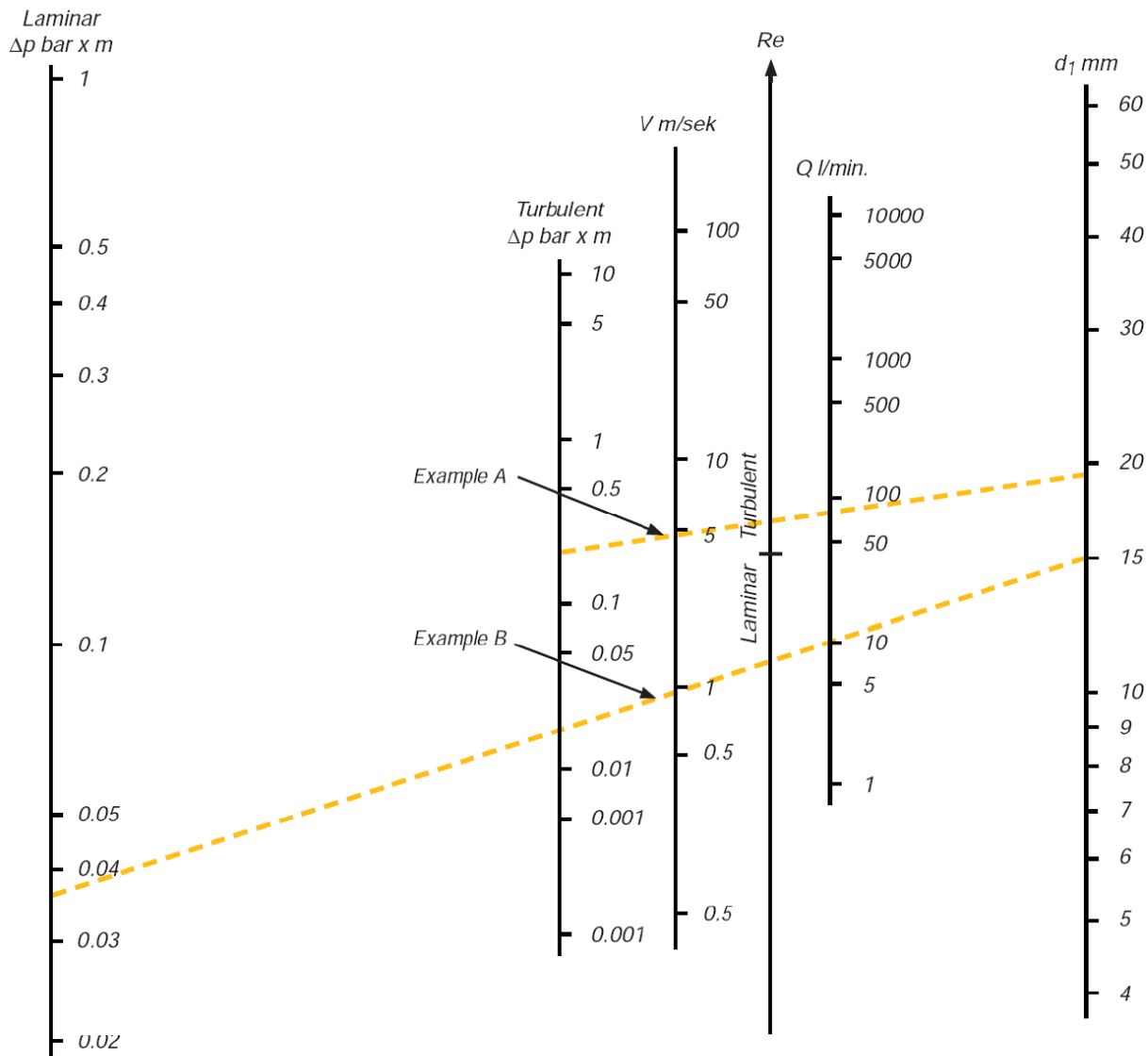
Tabell 17 – Nomogram for mineralolje

(Viskositet på 32 cSt.)

For å beregne trykkfallet ved annen viskositet enn 32 cSt, benyttes korreksjonstabellen til høyre.



### 7.11 Nomogram for calculation of flow conditions in pipes



Q = 80 l/min., pipe 22/19

Pressure drop per meter pipeline is searched for.

Example A is drawn from  $d_1 = 19$  mm through Q = 80 l/min.

It crosses the Re-line in the turbulent area and the result can be read on the turbulent scale.  $\Delta p = 0.23$  bar x m

Example B is drawn from  $d_1 = 15$  mm through Q = 10 l/min. It crosses the Re-line in the laminar area and the result can be read on the laminar scale.  $\Delta p = 0.038$  bar x m

The nomographic chart applies to the viscosity 25 cSt  $\approx 3.5^\circ E$  and the density 900 kg/m<sup>3</sup>.

At another viscosity a correction is to be made as follows:

$$\Delta p \approx \sqrt{\frac{\nu}{\nu_{nomogr}}} \times \Delta p_{nomogr}$$

$$\Delta p = \frac{\nu}{\nu_{nomogr}} \times \Delta p_{nomogr}$$

$\nu$  = the oil viscosity in cSt.

At another density a correction is to be made as follows:

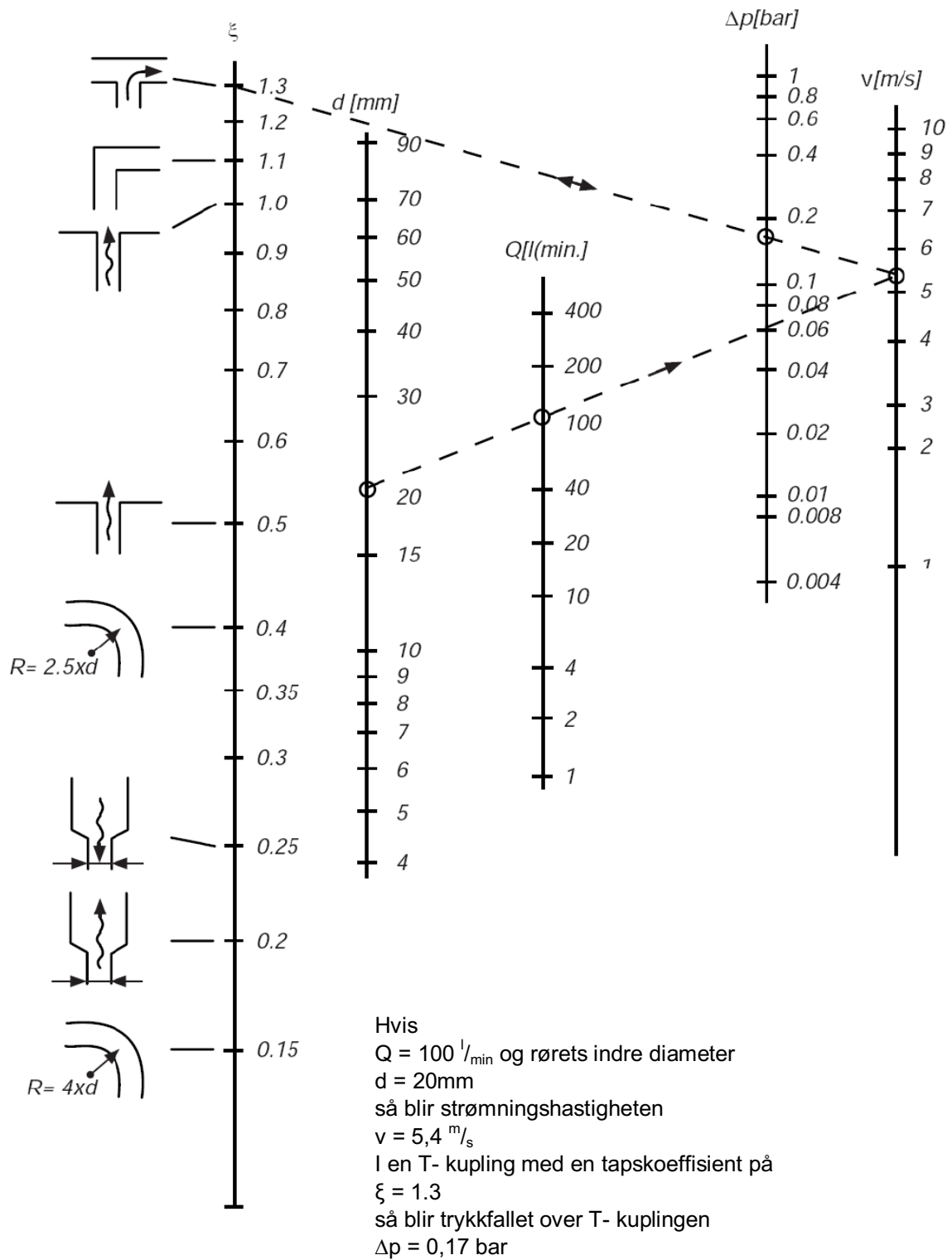
$$\Delta p \approx \sqrt{\frac{\zeta}{\zeta_{nomogr}}} \times \Delta p_{nomogr}$$

$\zeta$  = the oil density in kg/m<sup>3</sup>.





### 7.12 Nomogram for beregning av strømningstap





### 7.13 Anbefalte volumstrømhastigheter

	Driftstrykk inntil	Anbefalt strømningshastighet inntil
Trykkledninger	5 MPa	4,0 m/s
	10 MPa	4,5 m/s
	15 MPa	5,0 m/s
	20 MPa	5,5 m/s
	30 MPa	6,0 m/s
Sugeledninger		1,5 m/s
Returledninger		2,0 m/s

Tabell 18 – Volumstrømhastigheter relatert til trykket

### 7.14 Standard hydrauliske trykk

Nominelle trykk for hydraulikkanlegg										
25	40	63	100	160	200	250	315	400	500	630

Tabell 19 – Standardiserte nominelle trykk

### 7.15 Standardisering av sylindere

7.15.1 Standardiserte sylinderdiametre												
	12	16	20		25		32		40	50	63	80
100	125	169	200	220	250	280	320	360	400			

Tabell 20 – Standardiserte innvendige sylinderdiametre

7.15.2 Standardiserte stempelstang diametre																			
8	10		12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	63	70	80	90
	100	110	112	140	160	180	200	220	250	280	320	360							

Tabell 21 – Standardiserte stempelstang diametre



**7.15.3 Tabell for arealforholdet ( $\varphi$ ):**  $\varphi = \frac{A_s}{A_{sr}} : \left( \frac{A_+}{A_-} \right)$

Nominelle verdier $\varphi$	$d_s$	25	32	40	50	60	63	80	100	125
	$A_s \text{ cm}^2$	4,91	8,04	12,6	19,6	28,3	31,2	50,3	78,5	123
1,25	$d_{st}$	12	14	18	22	25	28	36	45	56
	$A_{sr} \text{ cm}^2$	3,78	6,50	10,0	15,8	23,4	25,0	40,1	62,2	98,1
	$\varphi$ reell verdi	1,30	1,24	1,25	1,25	1,21	1,25	1,25	1,25	1,25
1,4	$d_{st}$	14	18	22	28	32	36	45	56	70
	$A_{sr} \text{ cm}^2$	3,37	5,50	8,77	13,5	20,2	21	34,4	54	84,2
	$\varphi$ reell verdi	1,46	1,46	1,44	1,45	1,39	1,49	1,46	1,45	1,46
1,6	$d_{st}$	16	20	25	32	36	40	50	63	80
	$A_{sr} \text{ cm}^2$	2,90	4,90	7,66	11,6	18,2	18,6	30,6	47,4	72,4
	$\varphi$ reell verdi	1,69	1,64	1,64	1,69	1,55	1,68	1,64	1,66	1,69
2	$d_{st}$	18	22	28	36	40	45	56	70	90
	$A_{sr} \text{ cm}^2$	2,36	4,24	6,41	9,46	15,7	15,3	25,6	40,0	59,1
	$\varphi$ reell verdi	2,08	1,90	1,96	2,08	1,80	2,04	1,96	1,96	2,08
2,5	$d_{sr}$	20	25	32	40	45	50	63	80	100
	$A_{sr} \text{ cm}^2$	1,77	3,13	4,52	7,07	12,3	11,5	19,1	28,4	44,2
	$\varphi$ reell verdi	2,78	2,57	2,78	2,78	2,3	2,70	2,64	2,78	2,78
5	$d_{sr}$	-	-	-	45	55	56	70	90	110
	$A_{sr} \text{ cm}^2$	-	-	-	3,73	4,54	6,54	11,8	14,9	27,7
	$\varphi$ reell verdi	-	-	-	5,26	6,2	4,77	4,27	5,26	4,43

**Tabell 22 – Arealforhold ( $\varphi$ ) for sylindere**

Tabellen viser standardiserte arealforhold ( $\varphi$ ) for sylinderareal ( $A_{st}$ ) og ringareal ( $A_{sr}$ ). De angitte verdiene er for innvendig sylinderdiameter ( $d_s$ ) og tilhørende stempelareal ( $A_s$ ) samt verdier for stempelstangdiameter ( $d_{st}$ ) og tilhørende ringareal ( $A_{sr}$ ) for sylindere opp til og med 125mm. Den fullstendige oversikten finnes i standarden DIN 3320.



## 7.16 Renhetsklasser

### 7.16.1 SAE AS4059

Maksimum antall partikler (partikler per 100 ml)						
ISO 4402	> 1 $\mu\text{m}$	> 5 $\mu\text{m}$	> 15 $\mu\text{m}$	> 25 $\mu\text{m}$	> 50 $\mu\text{m}$	> 100 $\mu\text{m}$
SAE 11171	> 4 $\mu\text{m}$	> 6 $\mu\text{m}$	> 14 $\mu\text{m}$	> 21 $\mu\text{m}$	> 38 $\mu\text{m}$	> 70 $\mu\text{m}$
SAE- klasse	A	B	C	D	E	F
000	195	76	14	3	1	0
00	390	152	27	5	1	0
0	780	304	54	10	2	0
1	1.560	609	109	20	4	1
2	3.120	1.220	217	39	7	1
3	6.250	2.430	432	76	13	2
4	12.500	4.860	864	152	26	4
5	25.000	9.730	1.730	306	53	8
6	50.000	19.500	3.460	612	106	16
7	100.000	38.900	6.920	1.220	212	32
8	200.000	77.900	13.900	2.450	424	64
9	400.000	156.000	27.700	4.900	848	128
10	800.000	311.000	55.400	9.800	1.700	256
11	1.600.000	623.000	111.000	19.600	3.390	512
12	3.200.000	1.250.000	222.000	39.200	6.780	1.020

Tabell 23 – SAE renhetsklasser

### 7.16.2 12NAS1638 – 01 / 1964

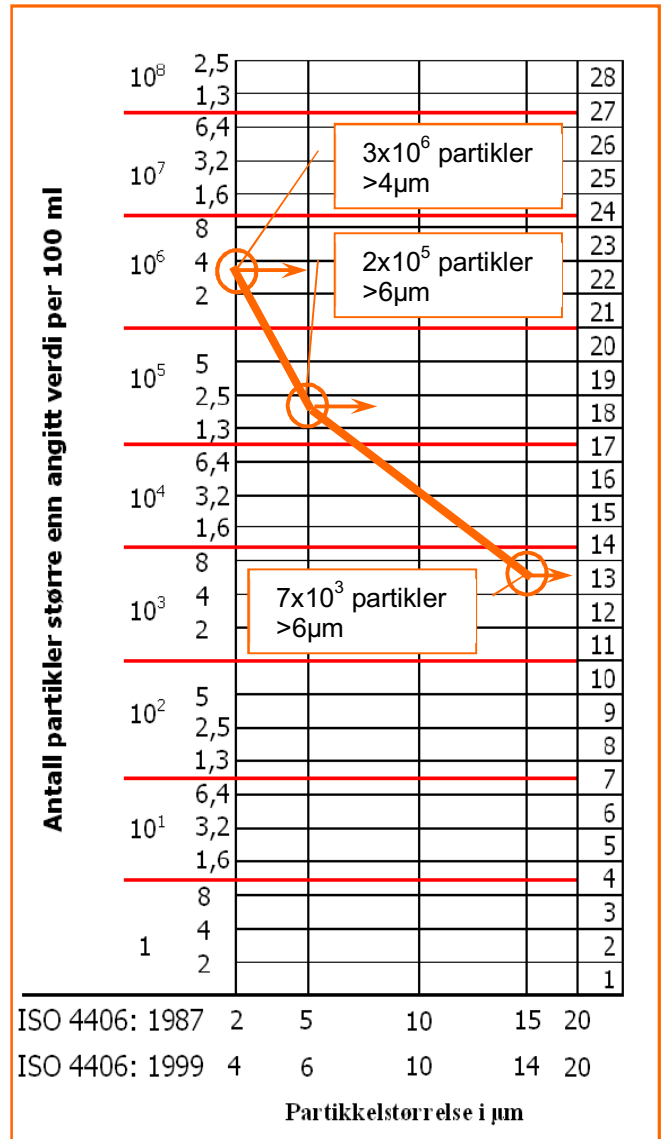
NAS klasse	Maksimum partikkelantall / 100 ml (per 100 ml væskeprøve)						Mengde forurensningspartikler
	2 – 5 $\mu\text{m}$	5 – 15 $\mu\text{m}$	15 – 25 $\mu\text{m}$	25 – 50 $\mu\text{m}$	50 – 100 $\mu\text{m}$	> 100 $\mu\text{m}$	mg/liter
00	625	125	22	4	1	0	-
0	1.250	250	44	8	2	0	0,01
1	2.500	500	88	16	3	1	-
2	5.000	1.000	178	32	6	1	-
3	10.000	2.000	356	63	11	2	-
4	20.000	4.000	712	126	22	4	0,1
5	40.000	8.000	1.425	253	45	8	-
6	80.000	16.000	2.850	506	90	16	0,2
7	160.000	32.000	5.700	1.012	180	32	0,5
8	320.000	64.000	11.400	2.025	360	64	1
9	640.000	128.000	22.800	4.050	720	128	3
10	1.280.000	256.000	45.600	8.100	1.440	256	5
11	2.560.000	512.000	912.000	16.200	2.880	512	7 – 10
12	5.120.000	1.024.000	182.400	32.400	5.760	1.024	20
13	-	2.048.000	364.800	64.800	11.520	2.048	40
14	-	4.096.000	729.000	129.600	23.040	4.096	80

Tabell 24 – NAS renhetsklasser



7.16.3 ISO 4406:1987 / 1999

ISO-klasse	Antall partikler per 100 ml		Mengde forurensinger mg per liter
	mere enn	inntil	
0	0,5	1	
1	1	2	
2	2	4	
3	4	8	
4	8	16	
5	16	32	
6	32	64	0,001
7	64	130	
8	130	250	
9	250	1.000	
10	500	1.000	0,01
11	1.000	2.000	
12	2.000	4.000	
13	4.000	8.000	0,1
14	8.000	16.000	
15	16.000	32.000	0,2
16	32.000	64.000	0,5
17	64.000	130.000	1
18	130.000	250.000	3
19	250.000	500.000	5
20	500.000	1.000.000	7 – 10
21	1.000.000	2.000.000	20
22	2.000.000	4.000.000	40
23	4.000.000	8.000.000	80
24	8.000.000	16.000.000	-
25	16.000.000	32.000.000	-
26	32.000.000	64.000.000	-
27	64.000.000	130.000.000	-
28	130.000.000	250.000.000	-



Eksempel på ISO- klassifisering  
 Partikkeltellingen har vist at det finnes

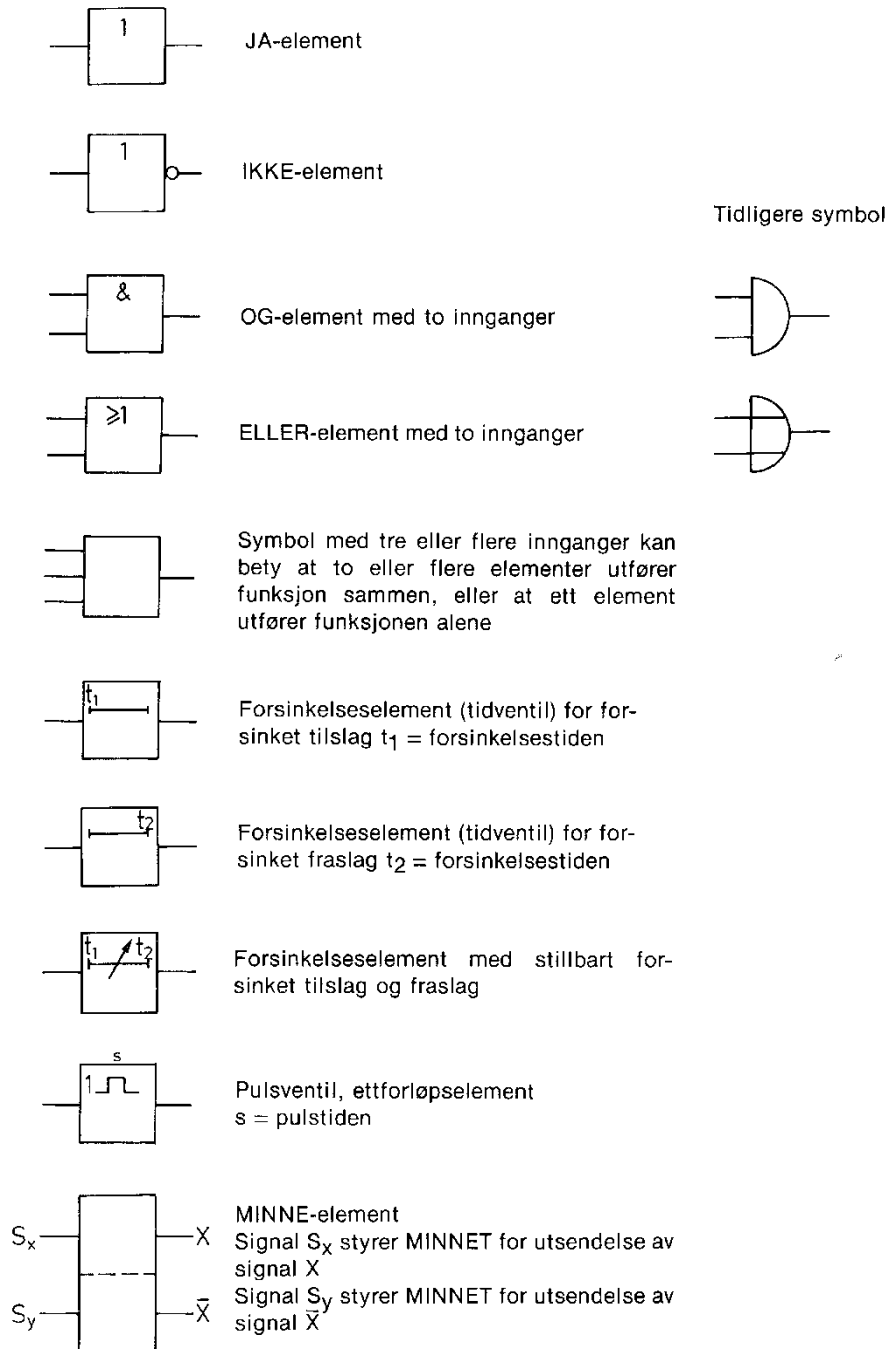
- a) 3 000 000 partikler større enn 4µm ) : klasse 22
- b) 200 000 partikler større enn 6µm ) : klasse 18
- c) 7 000 partikler større enn 14µm ) : klasse 13

Dette gir ISO 4406: 1999 kode 22/18/13

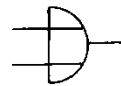
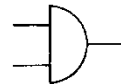
Tabell 25 – ISO renhetsklasser



## 7.17 Logiske symboler og deres funksjon



Tidligere symbol



Tabell 26 – Oversikt over logiske symboler



### 7.18 Anvendte formler

Ref #	Benevning	Formel	Side
1	Akselerasjon (a)	$a = \frac{v_1 - v_0}{t}$	14
(1)	Hastighet (v) $v = \frac{s}{t}$	$v_1 = v_0 + a \cdot t$	
(5)		$v_1 = \sqrt{v_0^2 + 2 \cdot a \cdot s}$	
2	Middelhastighet (v <sub>m</sub> )	$v_m = \frac{v_0 + v_1}{2}$	15
(3)	Lengde/strekning /distanse (s)	$s = \frac{v_0 + v_1}{2} \cdot t \Rightarrow s = v_0 \cdot \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$	
3	Kraft = masse x gravitasjon	$F = m \cdot g$	16
4	Trykk (p)	$p = \frac{F}{A}$	19
5	Kontinuitetsligningen	(q = konstant) $A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$	21
6	Volumstrøm (q)	$q = \frac{\text{Volum} \cdot \text{slagtall}}{\text{tid}} = \frac{V \cdot n}{t}$	22
		$q = v \cdot A \left( \frac{m^3}{s} \right)$	
		$q = \frac{V \cdot n}{t} \left( \frac{m^3}{s} \right)$	
7	Volumstrømshastighet (v)	$v = \frac{\text{volumstrøm}}{\text{areal}} = \frac{q}{A}$	23
10	Kinetisk energi (bevegelsesenergi)	$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} (J)$	28
9	Reynolds tall (Re)	$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$	26
13	Kraftoverføring	$F_1 = \frac{F_2 \cdot A_1}{A_2}$	30



Ref #	Benevning	Formel	Side
11	Kraftbalanseforholdet	$F_1 \cdot s_1 = F_2 \cdot s_2$	30
12	Arbeid (W)	Mekanisk arbeid $W = F \cdot s \text{ (J)}$	30
15		Hydraulisk arbeid $W = F \cdot s \Rightarrow W = p \cdot A \cdot s \text{ (J)}$	32
14		Kraftomsetting $i = \frac{A_2}{A_1} \text{ eller } i = \frac{F_2}{F_1}$	31
16	Volum (V)	$V = A \cdot s \text{ eller } V = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s}{4} \text{ (m}^3\text{)}$	33
17	Stempelslagoversetting	$s_2 = \frac{s_1 \cdot A_1}{A_2} \text{ (m)}$	33
18	Effekt (P) (Effekt = arbeid per tidsenhet)	$P = \frac{W}{t} \text{ (W)}$	34
19		$P = p \cdot q \text{ (W)}$	34
20		$P_{tap} = \Delta p \cdot q \text{ (W)}$	35
25		$P = V \cdot \Delta p \cdot n \text{ (W)}$	37
29		$P = p \cdot q \text{ (W)}$	59
8	Trykkoppbygging (trykkfall)	$\Delta p = p_1 - p_2 \text{ (Pa)}$	25
21	Sylinderens +areal ( $A_+/A_s$ ):	$A_+ = \frac{\pi \cdot d_+^2}{4}$	36
22	Sylinderens -areal ( $A_-/A_{sr}$ ) eller ringareal:	$A_- = \frac{\pi(d_+^2 - d_{stang}^2)}{4}$	36
23	Dreie-/vridningsmoment ( $M_v$ )	$M_v = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ (Nm)}$	37
24	Omdreiningstall (n)	$n = \frac{q}{V} \left( \frac{r}{s} \right)$	37
26	Resultantkraft i bøyde rør	$F_R = F \cdot \sqrt{2 \cdot (1 + \cos \alpha)} \text{ (N)}$	39





Ref #	Benevning	Formel	Side
27	Hydraulisk virkningsgrad ( $\eta_h$ )	$\eta_h = \frac{q}{Q}$	52
28	Total virkningsgrad ( $\eta_t$ )	$\eta_t = \eta_h \cdot \eta_m$	52
30	Sylinderens skyvekraft ( $F_+$ )	$F_+ = p_+ \cdot A_+$	116
31	Sylinderens trekraft ( $F_-$ )	$F_- = p_+ \cdot A_+ - p_- \cdot A_{s \tan g}$	116
32	Akselerasjon (a)	$a = \frac{v}{t} = \frac{v^2}{2 \cdot s_a}$	117
33	Akselerasjonskrafta ( $F_a$ ):	$F_a = m \cdot a$	117
36	Kinetisk energi	$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2}$	125
37	Eulers formel	$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_o}{l_f^2}$	133
	Resultantkrefter i bøyde rør	$F_R = F \cdot \sqrt{2(1 + \cos \alpha)}$	
	Virkningsgrad ( $\eta$ ):	$\eta_h = \frac{\text{reell volumstrøm}}{\text{teoretiskvolumstrøm } Q} = \frac{q}{Q}$	
	Totalvirkningsgrad ( $\eta_t$ ):	$\eta_t = \eta_h \cdot \eta_m$	



## 7.19 Tekniske formler

Utstørsprodusentene bruker ofte det tekniske målesystemet brukes ofte i forbindelse med beregninger av hydrauliske komponenter. I tabellen er det tatt med noen formler som er aktuelle i for beregning av pumpe- og motorkapasiteter.

Benevning	Symbol	Formel
Pumpas kapasitet (volumstrøm)	(Q)	$Q = \frac{V \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \left( \frac{l}{\text{min}} \right)$
Pumpas tilførte vridningsmoment	( $M_v$ )	$M_v = \frac{V \cdot p}{63 \cdot \eta_{hm}} \left( Nm \right)$
Pumpas effektbehov	(P)	$P = \frac{Q \cdot p}{600 \cdot \eta_t} \left( kW \right)$
Motorens volumstrøm	(Q)	$Q = \frac{V \cdot n}{1000 \cdot \eta_v} \left( \frac{l}{\text{min}} \right)$
Motorens vridningsmoment	( $M_v$ )	$M_v = \frac{V \cdot p \cdot \eta_{hm}}{63} \left( Nm \right)$
Motorens avgitte effekt	(P)	$P = \frac{Q \cdot p \cdot \eta_t}{600} \left( kW \right)$

Tabell 27 – Tekniske formler

Symbol	Forklaring
Q	Volumstrøm i liter per minutt
P	Effekt i kilowatt (kW)
V	Deplasement (fortrengningsvolum) i cm <sup>3</sup> per omdreining
$M_v$	Vridningsmoment i Newtonmeter (Nm)
p	Trykk i bar
n	Turtall i omdreininger per minutt
$\eta_v$	Volumetrisk virkningsgrad
$\eta_{hm}$	Mekanisk virkningsgrad
$\eta_t$	Totalvirkningsgrad



SØMSVEIEN 212  
N 4638 KRISTIANSAND

[WWW.OOS.NO](http://WWW.OOS.NO)

This document was created with Win2PDF available at <http://www.win2pdf.com>.  
The unregistered version of Win2PDF is for evaluation or non-commercial use only.  
This page will not be added after purchasing Win2PDF.