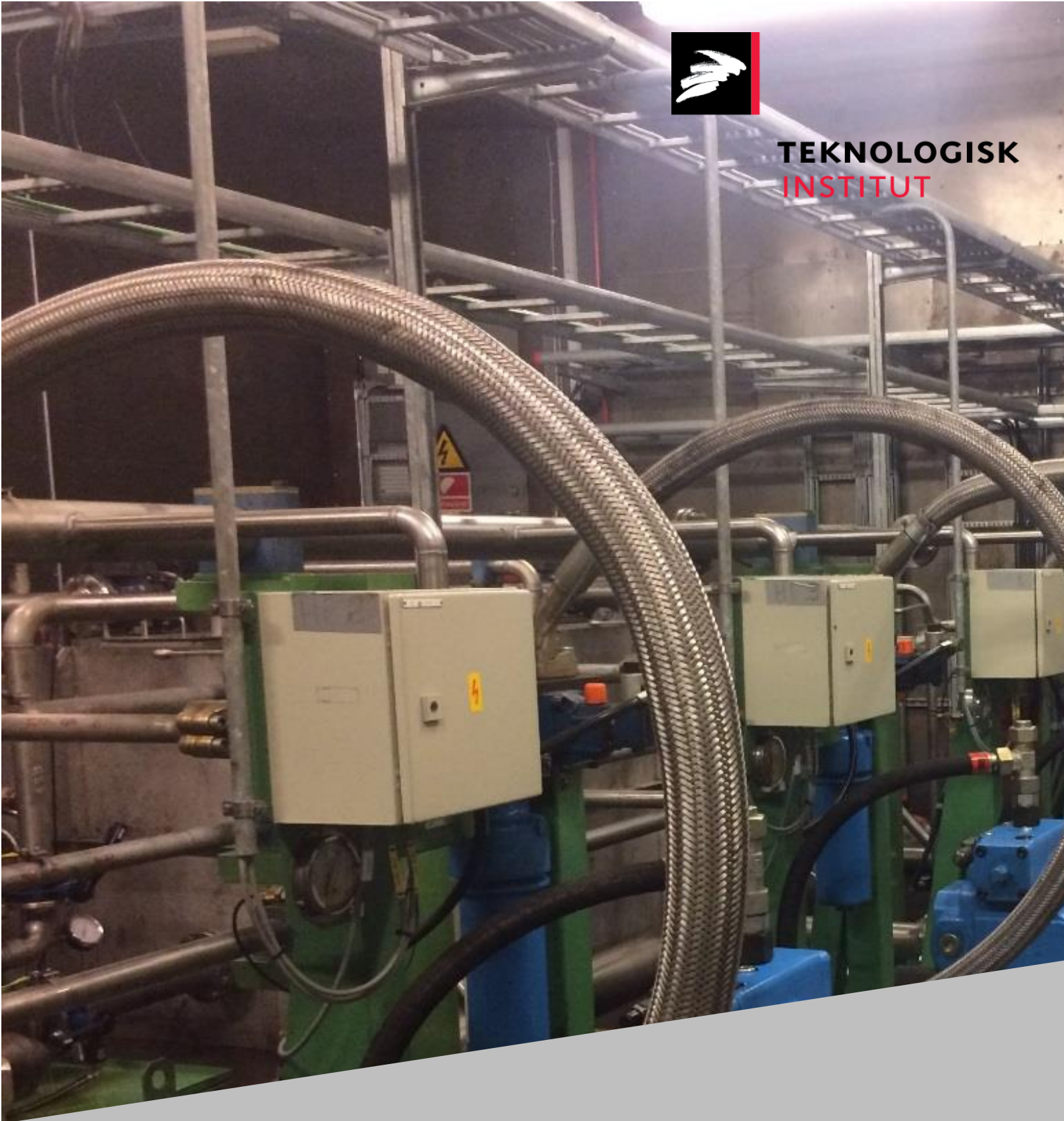


**TEKNOLOGISK
INSTITUT**



OPTIMERING AF HYDRAULIKSYSTEMER DESIGNVEJLEDNING

Marts 2019



Indhold

1	INDLEDNING	3
2	GRUNDLÆGGENDE DESIGN	3
2.1	FUNKTIONSDIAGRAM	4
3	DESIGN	6
3.1	SYSTEMOPBYGNING	7
3.1.1	Enkeltsystem	7
3.1.2	Ringledningssystem	7
3.1.3	Åbne og lukkede systemer	7
3.1.4	Valg af systemkoncept	8
3.2	PUMPEBESTYKNING	8
3.3	VENTILER	9
3.4	AKTUATORER	12
3.5	HYDRAULIKMOTORER	13
3.6	AKKUMULATORER	14
3.6.1	Vægtakkumulator	14
3.6.2	Fjederakkumulatorer	15
3.6.3	Gastryksakkumulatorer	15
3.6.4	Akkumulatordimensionering	16
3.7	OLIETANKEN	20
3.8	HYDRAULIKVÆSKE	21
3.9	RØR	22
4	DESIGNPROGRAMMER	22
4.1	HYDRAULIKAPPLIKATION	22
4.2	MOTOR SYSTEMS TOOL	25
4.3	ANDRE VÆRKTØJER	25
5	ENERGIOPTIMERING	26
5.1	PUMPEREGULERING	26
5.2	PUMPER MED FAST DEPLACEMENT	27
5.2.1	Overstrømningsregulering	27
5.2.2	Trykregulering	27
5.2.3	Frekvensregulering	28
5.3	PUMPER MED VARIABELT DEPLACEMENT	28
5.3.1	Flowregulering	28
5.3.2	Frekvensregulering	29
5.3.3	Energieffektive reguleringskoncepter	30



6	EKSISTERENDE INSTALLATIONER	32
6.1	DATAINDSAMLING	32
6.2	MÅLINGER	32
6.2.1	Spotmåling	32
6.2.2	Kontinuerte målinger	33
6.3	BESPARELSESTILTAG	33
6.3.1	Hydraulisk aflastning under standby	33
6.3.2	Etablering af frekvensregulering	34
6.3.3	Fejl på hydraulikpumpen	34
	REFERENCER	34



1 Indledning

Formålet med denne vejledning er at guide læseren gennem det typiske forløb ved design af et nyt hydrauliksystem samt at give læseren ideer til, hvordan eksisterende hydrauliksystemer kan ændres så der opnås en energieffektivisering. Vejledningen understøttes af et designværktøj, der er udviklet som en applikation til beregning af energiforbrug til typiske systemkonfigurationer for hydrauliksystemer. I vejledningen tages der udgangspunkt i hvordan virksomhedernes behov for en driftssikker og energioptimal hydraulikforsyning tilgodeses. Designvejledningen giver retningslinjer for valg af pumper, motorer, akkumulatorer, aktuatorer, regulering, væske etc.. Desuden beskrives hvordan eksisterende hydrauliksystemer undersøges med det formål at tilvejebringe data til designværktøjet, så det er muligt at anvende værktøjet til estimering af energibesparelsen ved energioptimering.

I vejledningen er der en kort beskrivelse af de enkelte faser i designforløbet og af de informationer der skal tilvejebringes samt hvordan de typisk fremskaffes og behandles.

2 Grundlæggende design

I den indledende fase ved design af et nyt hydrauliksystem skabes den grundlæggende viden om funktionen af det fremtidige system. Det betyder f.eks. at der sammen med den maskinleverandør, der skal levere den maskine der er hydraulisk drevet, skal drøfte følgende:

- Formålet med den hydraulisk drevne maskine
- Anvendelsen af maskinen
- Maskinens virkemåde
- Maskinens styring / regulering

Disse informationer skal i udgangspunktet leveres af maskinleverandøren, da denne er den eneste der reelt ved præcis hvordan den pågældende maskine tænkes anvendt. Den projekterende bør dog indgå i dialogen omkring f.eks. maskinens takttider, da det har stor betydning for energiforbruget til det fremtidige system, hvor hurtigt maskinen manøvrerer. Des hurtigere systemets komponenter (stempler etc.) skal bevæges jo mere energikrævende bliver det hydrauliske system alt andet lige. Desuden betyder hurtigere bevægelser alt andet lige at hydrauliksystemet fordyres.

Det grundlæggende design af hydrauliksystemet opstilles ud fra de krav der opstilles sammen med maskinleverandøren. En meget vigtig del af denne dialog er at opstille et funktionsdiagram for det hydrauliksystem, der skal forsyne maskinen. Funktionsdiagrammet viser lastprofilen og bevægelsesmønstret for den hydrauliske proces. I det følgende er der en beskrivelse af funktionsdiagrammet og hvordan det anvendes.

Det er vigtigt, at der etableres en god dialog med leverandøren af den hydraulisk drevne maskine, der skal forsynes. Der skal udarbejdes entydige krav til udstyrets behov for f.eks. manøvrehastigheder, krav til tryk og flow. Der kan også være særlige krav til hydrauliksystemet, der er baseret på opstillingsstedet eller krav fra de produkter/processer, som hydrauliksystemet kommer i kontakt med. I de tilfælde hvor det pågældende maskineri med de processer/funktioner der skal forsynes allerede er i drift andetsteds, findes der eksisterende viden om behov for tryk og flow samt variationer i disse parametre. I en del tilfælde vil det dog være således, at det maskineri som hydrauliksystemet skal forsyne er unikt, og i disse tilfælde er det nødvendigt at se nærmere på de bevægelser og krav til samme som skal opfyldes.

Hvis der ikke findes viden om behov for flow og tryk samt variationer heri fra et eksisterende, tilsvarende system, er det nødvendigt at bestemme dette sammen med leverandøren af det maskineri der skal forsynes. I den forbindelse er det essentielt at udarbejde et funktionsdiagram

for processerne. Et funktionsdiagram er en metode til at vise cylindres, motorers og eventuelt ventilers stilling og behov for tryk og bevægelse i en tidsmæssig sammenhæng.

2.1 Funktionsdiagram

Uanset størrelsen af et hydrauliksystem er det vigtigt at skabe det bedste mulige grundlag for at kunne bestemme opbygningen af det fremtidige hydrauliksystem, så det bliver så driftssikkert og energioptimalt som muligt. Det handler i vid udstrækning om at skabe et indgående kendskab til, hvad det fremtidige system skal kunne og kendskab til de tidsmæssige sammenhænge, dvs. hvilke processer/funktion skal ske hvornår og hvilke krav er der til de enkelte processer.

I udgangspunktet ser et funktionsdiagram ud som vist nedenstående, idet der er taget udgangspunkt i VDI normen 3260 Funktionsdiagramme von Arbeitsmaschinen und Fertigungsanlagen.

ⓑ Benævnelse	Forkortelse	Tilstand	Værdi	Enhed	ⓐ Tid ⓓ												Skridt	Bemærkninger	
					ⓔ Skridt ⓕ														
1																			
2																			
3																			
4																			
5																			
6																			
7																			
8																			
9																			
10																			
11																			
12																			
13																			
14																			
15																			
16																			
17																			
18																			
19																			

ⓐ

ⓑ

ⓒ

ⓓ

ⓔ

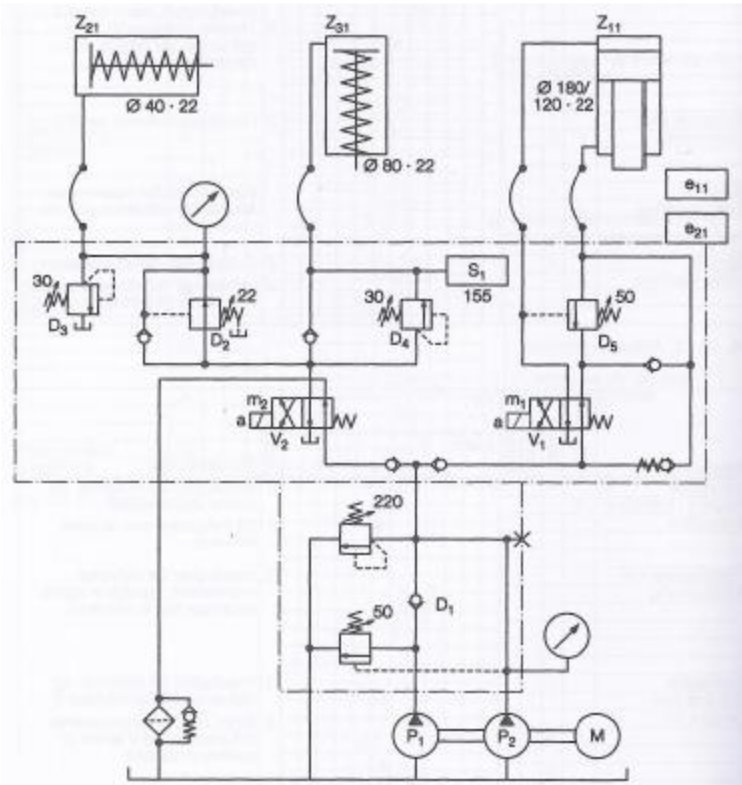
ⓕ

ⓖ

Figur 2.1.1 Funktionsdiagram.

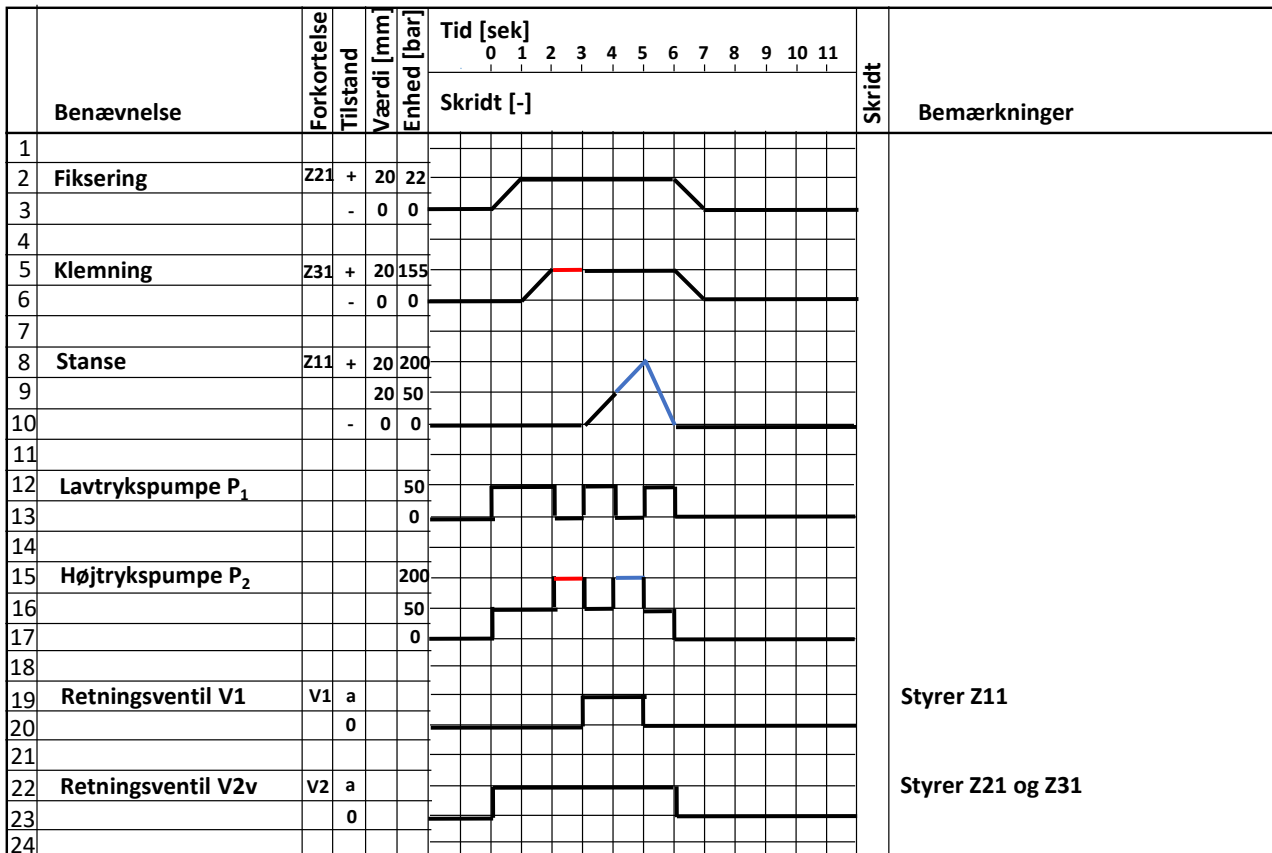
- fortløbende nummerering af linjerne i funktionsdiagrammet
- benævnelse af den enkelte komponent, f.eks. cylinder A, motor B etc.
- forkortelse for komponenter; for cylindre f.eks. A, B, C, D osv., for ventiler f.eks. V1, V2, V3, V4 osv., for pumper f.eks. P1, P2 osv.
- angiver f.eks. retning for cylindre ved - og +, for retning af motorer ved -, 0 og + alt efter returløb, stilstand eller fremløb
- værdi for f.eks. tryk, cylindres slaglængde, motorers omdrejningstal etc.
- f.eks. bar, mm, r/min.
- fortløbende tidsangivelse

- H. de enkelte skridt i funktionsdiagrammet
I. her tegnes funktionsdiagrammet



Figur 2.1.2 Eksempel på hydrauliksystem for en stansemaskine /1/.

Figur 2.1.2. viser et eksempel på et hydrauliksystem for en stansemaskine. Hydrauliksystemet er udstyret med to pumper på samme aksel for henholdsvis lavtryk P_1 (positionering og fastholdelse af emner) og højtryk P_2 (udstansning). Systemet har to aktuatorer der henholdsvis positionerer (Z_{21}) og fastholder (Z_{31}) de emner, hvori der skal stanses. Disse to aktuatorer styres af retningsventilen V_2 . De to aktuatorer har fjederretur, og olien strømmer retur gennem kontraventilerne. Stanseværktøjet er aktuatoren Z_{11} der styres af retningsventilen V_1 . Denne aktuator manøvreres med hydraulik i begge retninger med retningsventilen V_1 . Når et emne skal udstanse skal det først positioneres og fastholdes, hvorefter udstansningen kan ske. Funktionsdiagrammet for stansemaskinen er vist nedenstående, idet diagrammet er udfyldt med driftssekvenserne for pumperne og aktuatorerne samt de to retningsventiler.



Figur 2.1.3 Funktionsdiagram for en stansemaskine jf. fig. 2.1.2.

Funktionsdiagrammet giver en række nyttige informationer, såsom f.eks. længde og samtidighed af hver sekvens og nødvendige tryk ved hver sekvens. Endvidere er det muligt at beregne det nødvendige flow ved at sammenholde principdiagrammets oplysninger om diameteren af de tre aktuatorer med oplysningerne om slaglængde (værdi) i funktionsdiagrammet.

3 Design

Når et nyt hydrauliksystem skal designes skal der foretages en række valg i forhold til, hvordan det kommende system skal opbygges og hvilke komponenter der skal anvendes. I hovedtræk skal der i forhold til de energimæssige tages stilling til:

- Systemopbygning
- Pumpebestykning
- Pumperegulering
- Regulering og styring af komponenter

Disse valg er i vid udstrækning baseret på det funktionsdiagram, der er opstillet for den/de processer, som hydrauliksystemet skal betjene.

3.1 Systemopbygning

Når det skal fastlægges hvordan det hydrauliske system skal opbygges er det vigtigt i forhold til det fremtidige energiforbrug og omkostningerne ved etablering af systemet at sikre, at der anvendes det højt mulige hydrauliske tryk set i forhold til standardkomponenter for den givne anvendelse. Højt tryk giver mindre flow og det er lettere at regulere kapaciteten af det hydrauliske system, hvis flowet er lavt. Desuden bliver det hydrauliske system billigere, da aktuatorer, pumpe, rør etc. er mindre.

Anvend højest muligt tryk

3.1.1 Enkeltsystem

Ved et enkeltsystem forstås, at der etableres en separat hydraulikstation for hver enkelt maskine / anvendelse. Denne type systemer ses ofte i virksomheder, hvor der kun er få maskiner der er hydraulisk drevne, f.eks. en metalvarevirksomhed med nogle få presse- og stansemaskiner. I mange tilfælde er de hydraulisk drevne maskiner leveret med tilhørende hydraulikstation. Plaststøbemaskiner er f.eks. udrustet med indbygget hydraulikstation til drift af maskinens støbeform. Derfor er det i dette tilfælde i udgangspunktet ikke muligt at foretage et valg. Fordelen ved enkeltsystemer er f.eks. af pumpe, regulering etc. kan tilpasses individuelt til hver maskine. Til gengæld medfører havari af hydraulikpumpen af den pågældende maskine er ude af funktion, idet hver hydraulikstation kun har én pumpe. I ringledningssystemer (se kapitel 3.1.2) er der ofte en standby pumpe i tilfælde af havari.

Enkeltsystemet bør vælges når der anvendes hydraulik til drift af forholdsvis få maskiner (uden indbygget hydraulikstation), hvor pumpehavari ikke er kritisk. Desuden kan det være gavnligt at vælge enkeltsystemer, hvis der er stor forskel på trykbehovet for de forskellige forbrugssteder. Hvis hydrauliksystemet udrustes med Load Sensing eller lignende kan der delvis rettes op på dette. Det skal dog bemærkes at en separat pumpe til hvert system er den løsning, der potentielt kan give det laveste energiforbrug.

3.1.2 Ringledningssystem

Ringledningssystemer er et hydrauliksystem, der forsyner flere forbrugssteder fra en fælles hydraulikstation. Forbrugsstederne kan være forsynet fra rør, der er ført som en ringledning men kan også blot være forsynet fra et fælles rørsystem der ikke udgør en ringledning. Ringledningssystemer er velegnede i virksomheder med mange forbrugssteder, - gerne placeret tæt sammen i form af et stort maskinanlæg, der har nogenlunde samme behov for tryk. Fordelen ved ringledningssystemer er høj driftssikkerhed, da hydraulikstationen ofte er forsynet med flere pumper i parallel, hvoraf én pumpe ofte er i reserve. Til gengæld bliver alle forbrugssteder i udgangspunktet forsynet med samme tryk, der alt andet lige bestemmes af forbrugsstedet med det højeste trykbehov. Normalt er pumpestationen indstillet til at levere et fastsat tryk, der reguleres af enten en omløbsventil eller med frekvensregulering (pumper med fast displacement) eller med trykregulering (pumper med variabelt displacement). I nyere systemer ses tillige Load Sensing, hvilket ligeledes vil være et naturligt valg ved nyetablering af systemer med betydeligt energiforbrug. Den udviklede hydraulikapplikation er velegnet til vurdere energiforholdene ved de forskellige principielle anlægs løsninger.

3.1.3 Åbne og lukkede systemer

Hydrauliksystemer kan grundlæggende opbygges som enten et åbent eller et lukket system. I et åbent system står olien (væsken) i åben forbindelse med omgivelser, - typisk ved at der indgår en trykløs tank i systemet, der kan optage olieforbrug til f.eks. trykcyindre,

varmeudvidelse af olien og volumenændringer, hvis der anvendes akkumulatorer som energilager i systemerne.

I lukket system er afgangen fra forbrugsstedet(-erne) direkte koblet til hydraulikpumpens sugesuds. Det giver et meget kompakt og enkelt system. Lukkede systemer anvendes fortrinsvis til transmissionssystemer, dvs. hydrauliksystemer hvor energien fra hydraulikpumpen omsættes til bevægelse i en hydraulisk drevet motor. Da der normalt er samtidighed mellem mængderne på tryk- og sugeside er der monteret en spædepumpe fra tank til udligning af dette. Dette kredsløb anvendes også til olieølning og filtrering.

3.1.4 Valg af systemkoncept

Der er nedenstående en oversigt over fordelene og ulemperne ved de to generelle systemkoncepter samt tilsvarende om åbne og lukkede hydrauliksystemer.

System	Fordele	Ulemper
Enkeltsystem	Uafhængig regulering Ingen påvirkning ved samdrift Begrænset skade ved pumpehavari	Pladskrævende pumpestation og støjdæpende.
Ringledningssystem	Centralt pumperum Effektiv støjdemping Energioptimering ved flerpumpedrift, akkumulatorer og lastfølersystemer	Delvis indbyrdes afhængighed mellem maskiner og mellem maskiner og pumper. Fejlfinding og reparation besværligt.
Åbent system	Billig fremstilling med standard komponenter Fejlfinding og reparation enkelt Mulighed for ændringer og udvidelser Energioptimering med lastfølerautomatik	Pladskrævende tank, rør og ventiler Specielle ventiler ved afbremning af last og ved trinløs regulering
Lukket system	Optimal regulering af hastighed Lille vægt pr kW Optimal afbremning af last Minimalt komponentantal	Store krav til oliens renhed

3.2 Pumpebestykning

Når det er valgt om hydrauliksystemet skal opbygges som enkeltsystemer eller som et ringledningssystem, skal der foretages valg af pumpetype og den form for regulering, der skal styre tryk og flow og dermed pumperne.

Pumpevalget foretages ud fra kravene fra hydrauliksystemets forbrugssteder til tryk og flow, idet visse pumper er velegnede til lave tryk og andre til høje tryk, og nogle pumper er velegnede til små flow og andre til høje flow. Desuden skal der tages stilling til om pumpen(-erne) skal være med fast displacement eller med variabelt displacement, og dermed hvilken styring der skal anvendes for at regulere pumpeydelsen.

Der er nedenstående oversigt over pumpetyper med fast og variabelt displacement og deres karakteristika.

Pumpetype	Maksimalt tryk [bar]	Normalt anvendelsestryk [bar]	Flow [l/min.]	Virkningsgrad		Anvendelse
				η_v	η_{mh}	
Vingepumpe	140	70	180	0,90	0,90	f.eks. værktøjsmaskiner
Skråakselpumpe (aksialstempelpumpe)	400	320	900	0,92	0,96	f.eks. presser, skibsanlæg
Skråskivepumpe (aksialstempelpumpe)	250	175	1100	0,97	0,90	f.eks. kraner, spil, transmissioner
Radialstempelpumpe	210	120	300	0,96	0,92	f.eks. mobilsystemer

Tabel 3.2.1 Pumper med variabelt displacement.

Pumpetype	Maksimalt tryk [bar]	Normalt anvendelsestryk [bar]	Flow [l/min.]	Virkningsgrad		Anvendelse
				η_v	η_{mh}	
Skruepumpe	140	70	150	0,90	0,85	f.eks. elevatorer, rormaskineri
		35		0,90	0,90	f.eks. spil
Indertandhjulspumpe	70	50	750	0,97	0,92	højtrykspumpe m. flere trin
		30		0,95	0,90	f.eks. styretrykspumpe
Kompenseret indertandhjulspumpe	280	200	750	0,95	0,85	f.eks. dieseldrift
		160		0,95	0,85	f.eks. presser
Tandhjulpumpe	250	200	250	0,95	0,80	f.eks. dieseldrift
Vingepumpe		180		500	0,96	
		100	0,96		0,90	f.eks. landbrug, elevatorer
Radialstempelpumpe	600	500	200	0,90	0,92	højtrykssystemer, f.eks. presser

Tabel 3.2.2 Pumper med fast displacement.

Aksialstempelpumper er meget udbredte i forbindelse med industrielle processer. Og som nævnt findes pumpetyperne både med fast og med variabelt displacement (kun vist i tabel 3.2.1 som pumper med variabelt displacement).

Den tilførte effekt P til en pumpe kan beregnes af:

$$P = \frac{p \cdot q_v}{600 \cdot \eta_t} \text{ [kW]}$$

hvor:

p er pumpetrykket [bar]

q_v er flowet [liter/min.]

η_t er totalvirkningsgraden [-]

3.3 Ventiler

Ventiler i hydrauliske systemer har grundlæggende den funktion, at de skal tilpasse hydraulikpumpens ydelse til det faktiske behov eller sørge for at tilføre de enkelte forbrugssteder den rette mængde væske ved det rette tryk. Ventilerne skal således retningsbestemme, flowregulere, afspærre eller trykregulere. Nogle ventiler har mere end én funktion.

Helt generelt giver ventiler tryktab i det hydrauliske system uanset deres funktion. Derfor er det vigtigt, at **styring og regulering med ventiler undgås** i videst muligt omfang, og at tryktabet over ventilerne er så lille som overhovedet muligt.

Hydrauliske ventiler kan inddeles i følgende kategorier:

- Afspæringsventiler
- Retningsventiler
- Trykventiler
- Strømventiler

De forskellige ventiltyper og deres primære anvendelse er kort beskrevet nedenstående. Ventilerne, deres funktionsprincipper og anvendelse er detaljeret beskrevet i f.eks. Hydraulik Ståbi og andre lignende håndbøger, hvorfor ventilerne kun beskrives kortfattet.

Afspærringsventil

Afspærrings- eller kontraventiler har til opgave at sikre, at flowet af hydraulikvæske kun kan ske i én retning. Afspærringsventiler findes i en række udgaver alt efter den funktion der ønskes i det konkrete tilfælde.

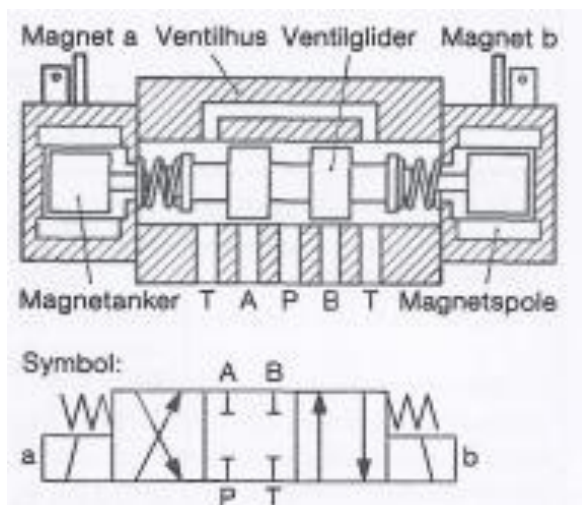
Retningsventil

Retningsventilens funktion i et hydrauliksystem er at retningsbestemme og afspærre eller justere væskeflowet, således at det f.eks. er muligt at få en cylinder til at køre både frem og tilbage eller drøvle væskeflowet fra én tilslutning mod en anden. Retningsventiler kan være enten hydraulisk, elektrisk, pneumatisk, mekanisk eller manuelt aktiveret, eller en kombination heraf.

Retningsventilerne fås i en række udgaver alt efter den funktion der er behov for:

- Retningsæde- og gliderventiler – denne type ventiler retningsbestemmer/afspærrer for hydraulikvæsken mellem to eller flere tilslutninger. Ventiltypen kan kun skifte mellem yderstillingerne eller stå strømløs i midten, hvilket betyder at ventilen kan anvendes hvor der behov for on/off regulering
- Proportionalretningsventiler – hvis der er behov for at lede en andel af hydraulikvæsken fra én tilslutning til en anden skal der anvendes en proportionalventil. I denne ventiltipe kan glideren stilles i en valgfri position, således at ventilens åbninger mod tilslutningerne kan justeres trinløst
- Servoretningsventiler – denne type ventil har samme anvendelse som proportionalretningsventil. Forskellen er, at glideren i en proportionalretningsventil styres direkte med f.eks. en magnet fastmonteret i glideren, så styres positionen af glideren i en servoretningsventil med en torque-motor.

Retningsventilerne benævnes ud fra antallet af tilslutninger og skiftstillinger, dvs. hvis en ventil f.eks. har fire tilslutninger og kan stå i tre stillinger benævnes den en 4/3 ventil. Der er nedenstående vist et eksempel på en 4/3 retningsventil.



Figur 3.3.1 Eksempel på en 4/3 retningsventil /1/.

Figuren viser dels den fysiske udformning af retningsventilen og et symboldiagram for den pågældende ventil. Det ses, at den viste 4/3 retningsventil har i alt fire porte (portene T er forbundet med en intern trykforbindelse og derfor tæller som én port. Portene T er forsynet fra hydrauliksystemet fra samme rørforbindelse). Retningsventilen aktiveres med enten magneten "a" eller "b". Hvis magnet a aktiveres skydes glideren mod højre, og port A og port T samt port P og port B forbindes. Hvis magnet b aktiveres istedet forbindes port B og port T samt port P og port A. I strømløs tilstand sikrer fjedrene at glideren står i midterposition, således at ingen af ventilens porte er forbundet.

Retningsventilerne kan aktiveres manuelt (typisk mobile anlæg), mekanisk, med magneter, hydraulisk, pneumatisk, med fjedre etc. I stationære hydraulikanlæg er retningsventilerne i langt overvejende grad styret af magneter med hydraulik eller med trykluft (pneumatik).

Trykventil

Trykventilens funktion er at begrænse og regulere det hydrauliske tryk, så det passer til det enkelte forbrugssted. For eksempel er omløbsventilen ved hydraulikpumpen en trykventil, der har til funktion at sikre pumpen mod for højt tryk og overbelastning ved at lede overskydende væske tilbage til tanken. Ofte bruges trykventiler til at holde forskellige trykniveauer i hydrauliksystemets sidekredse, dvs. hvor der er flere forbrugssteder med forskelligt behov for tryk.

Trykventiler kan opdeles i følgende grupper:

- Trykbegrænserventiler (omløbsventil) – denne ventiltipe anvendes ofte til at beskytte hydraulikpumpen (og det øvrige system) mod for høje tryk, og er normalt placeret umiddelbart ved pumpen
- Trykreduktionsventiler – ventiler der anvendes til at reducere trykket i sidekredse i forhold til hydrauliksystemets hovedkreds (trykket fra pumpen)
- Proportionaltryksventiler – disse ventiler har samme funktion som trykbegrænserventilerne. Men hvor den almindelige trykbegrænserventiler regulerer trykket til én bestemt fastsat værdi (udfra indstillingen af forspændingen i ventilens fjeder), så kan afgangstrykket fra en proportionaltryksventil kontinuert justeres løbende efter behov. Proportionalventiler anvendes bl.a. i systemer med Load Sensing, hvor ventilernes højeste belastningstryk anvendes som styresignal til pumpereguleringen, som så reducerer afgangstrykket fra pumpen. Reduktionen sker ved at regulere flowet fra pumpen (variabel omdrejningstal eller omløb til tanken over en trykventil).
- Sænkebremseventiler – bremseventiler anvendes til at sikre, at en dobbeltvirkende aktuator (eller motor) ikke bevæger sig for hurtigt, - f.eks. fordi at den belastning som aktuatoren udsættes for forøger aktuatorhastigheden u hensigtsmæssig (der trækkes i aktuatoren af belastningen). Bremseventilen sikrer, at aktuatoren ikke kører hurtigere end der tilføres olie. Ventilen anvendes f.eks. ved kraner og elevatorer.
- Rækkefølgeventiler – denne ventiltipe anvendes når en bestemt handling ønskes opnået når et bestemt tryk er opbygget i systemet.

Strømventil

Strømventiler har til funktion at regulere væskeflowet til de enkelte forbrugssteder, så det bliver som ønsket. Der er to typer strømventiler, - den trykafhængige strømventil (drøvleventil), hvor flowet gennem ventilen afhænger af trykket før ventilen, og den trykuafhængige ventil der er med indbygget trykkompensator, så flowet fastholdes uanset trykket før ventilen. Strømventiler regulerer ved at drøvle på flowet, dvs. introducerer et trykfald. Derfor er strømventiler uden

sammenligning den komponent i et hydrauliksystem, der medfører det største energitab. Der findes en række forskellige typer strømventiler, som er:

- Drøvleventiler – ventiltypen reducerer flowet mod et forbrugssted ved simpel drøvling gennem en blænde, hvis areal kan varieres ved at dreje en spindel op/ ned mod blænden. Flowet gennem blænden varierer i overensstemmelse med tryktabet over ventilen
- 2'vejs- og 3'vejs strømreguleringsventiler – denne ventiltipe kompenserer for varierende flow og dermed tryktab over ventilen, så tryktabet over ventilen er konstant. Ventilen er som den simple drøvleventil udstyret med en indstillelig spindel, men har også en reguleringsglider, der kompenserer for varierende tryktab over blænden.
- Strømdelere – denne type ventiler anvendes, når det ønskes at tilføre to forbrugssteder olie fra én fælles forsyning. Det mest almindelige er at olieflowet deles 50:50, men der findes ventiler der deler i andre forudbestemte forhold.
- Proportionalstrømventiler – denne ventil er en 2'vejs strømningsventil, hvor den manuelt indstillede spindel er erstattet af en proportionalmagnet, så tryktabet (og dermed flowet) over ventilen løbende kan justeres automatisk.

3.4 Aktuatorer

Aktuatorerne er de komponenter i et hydrauliksystem, der omsætter den hydrauliske energi i væsken til mekanisk energi, - enten ved drift af roterende udstyr (motor) eller i forbindelse med lineær bevægelse (cylinder).

Hydraulisk drevne motorer er stort set konstrueret på samme måde som hydrauliske pumper, og fungerer derfor på helt samme måde som pumperne. Der findes således næsten de samme typer motorer som pumper, dvs. f.eks. tandhjulsmotorer, vingemotorer og stempelmotorer. Motorerne anvendes til drift i forbindelse med f.eks. rotorovne og andet tungt maskineri.

Hydrauliske cylindre anvendes til at udføre en lineær bevægelse, hvor der typisk sker en bevægelse frem og tilbage. Hydrauliske cylindre kan inddeles i enkeltvirkende cylindre og dobbeltvirkende cylindre, hvor stemplet i de enkeltvirkende cylindre tilbageføres med enten en ydre kraft eller med en indbygget fjeder. De dobbeltvirkende cylindre er monteret med en retningsventil, så der kan skabes hydraulisk tryk på begge af stemplets sider.

Den kraft F som en cylinder giver ved at påvirke cylinderens stempel med et hydraulisk tryk kan beregnes af følgende udtryk:

$$F = A * p * \eta_c [N]$$

hvor:

A er arealet [m^2]

p er trykket [N/m^2]

η_c er en virkningsgrad, der tager hensyn til friktion [-]

Der er ved en almindelig dobbeltvirkende cylinder forskel tryk- og trækraften alt efter om enten stempelside eller stangside tilføres olie, idet aktuatorens stang optager noget af volumenet på stangside.

Cylinderen skal dimensioneres efter den kraft og den vandring der er nødvendig. I udgangspunktet bør der vælges den cylinder der kræver det højeste tryk, da det giver den mindste og dermed billigste cylinder, men også de bedste muligheder for at designe det mest energieffektive system.

Når cylinderens areal er fastlagt ud fra den ønskede kraft og den vandring cylinderen skal foretage ligeledes er bestemt, er det muligt at beregne det nødvendige olieflow til cylinderen.

$$q_v = A * v \text{ [m}^3\text{/s]}$$

hvor:

A er arealet i [m²]

v er hastigheden i [m/s]

Volumenstrømmen til cylindre og fra pumper regnes som oftest i liter/min.. Værdien i m³/s kan omregnes til liter/min. ved at gange med 60.000.

3.5 Hydraulikmotorer

De fleste typer hydraulikpumper fås i en helt tilsvarende udgave som hydraulikmotor, dvs. at energien der produceres med hydraulikpumpen omsættes til roterende bevægelse i en hydraulikmotor. Dette ses f.eks. i forbindelse med roterende udstyr som roterovne og drev af riste.

Den maskine eller maskindel en hydraulikmotor skal drive, afgør de tekniske data motoren skal opfylde. Moment og omdrejningstal er de oftest kende parametre for dimensioneringen.

$$M_v = \frac{D * \Delta p * \eta_{mh}}{20 * \pi} \text{ [N * m]}$$

hvor:

D er motorens displacement [cm³/r]

Δp er trykdifferensen over motoren [bar]

η_{hm} er den mekanisk/hydraulisk virkningsgrad [-]

Ud fra den fastlagte motorstørrelse og omdrejningstal kan den nødvendige volumenstrøm q_v udregnes.

$$q_v = \frac{D * n}{1000 * \eta_v} \text{ [l/min]}$$

hvor:

D er motorens displacement [cm³/r]

n er motorens omdrejningstal [r/min]

η_v er pumpens volumetriske virkningsgrad [-]

Motorens afgivne effekt udregnes af nedenstående udtryk.

$$P = \frac{M_v * n * 2\pi}{60} \text{ [W]}$$

hvor:

M_v er motorens momentet [Nm]

n er motorens omdrejningstal [r/min]

Som nævnt findes langt de fleste motorer ligeledes som pumper og det er kun ganske små ting der adskiller dem. Generelt opdeles motorerne i to hovedkategorier; hurtigløbende og langsomt løbende motorer.

Som det se i nedenstående tabel findes forskellige typer af motorer, der kan anvendes i det konkrete tilfælde.

Type	p_{\max} [bar]	n_{\min} [omdr.min.]	n_{\max} [omdr.min.]
Tandhjulsmotor	180-250	500	3.000
Vingehjulsmotor	175	100	2.500
Gerotormotor	175	6-10	1.000
Aksialstempelmotor			
Konstant displacement	315	20-30	10.000
Variabelt displacement	315	20-30	2.500
Radialstempelmotor			
Konstant displacement	400	0,1-5	1.000
Variabelt displacement	400	0,5-5	500

3.6 Akkumulatorer

Med mindre der er tale om et meget simpelt hydrauliksystem med én vedvarende belastning, - f.eks. en hydraulikmotor, optræder der variationer i som regel både behov for tryk og flow af hydraulikvæsken. Som tidligere nævnt er det vigtigt ved designet af hydrauliksystemet så vidt muligt at udjævne belastningen, dvs. behovet for tryk og flow, så meget som muligt, så variationerne bliver så små som muligt. Desuden er det vigtigt, at de behovsvariationer i tryk og flow, der uvægerligt vil optræde, sker så langsomt som muligt.

For at udjævne flowbelastningen i hydrauliksystemer kan der etableres akkumulatorer, der kan opsamle / afgive hydraulisk energi. Akkumulatorer kan således med fordel anvendes i systemer med varierende flowbehov, - f.eks. hvis der optræder kortvarige behov for store flow. I de senere år er systemer med faste pumper og tilhørende akkumulatorer i stigende omfang blevet erstattet af systemer med frekvensregulerbare hydraulikpumper, idet akkumulatorer er relativt dyre og det er derfor ofte økonomisk fordelagtigt at installere frekvensregulerbare pumper.

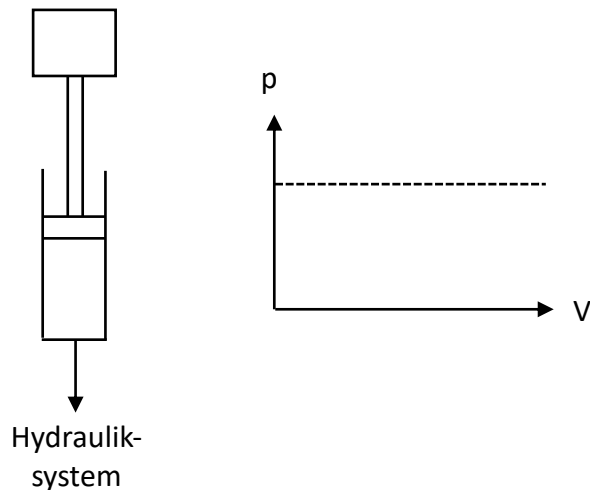
Der findes følgende typer akkumulatorer:

- Vægtakkumulatorer
- Fjederakkumulatorer
- Gastryksakkumulatorer

Akkumulatorer kan som nævnt udjævne belastningen i hydrauliksystemer, men kan også anvendes i forbindelse med efterfyldning (fungere som ekspansionstank i stil med varmeanlæg), pulsdæmpning og dæmpning af trykstød i systemet.

3.6.1 Vægtakkumulator

En vægtakkumulator er en cylindrisk beholder, hvor olietrykket holdes konstant med et vægtbelastet stempel, se figur 3.6.1.

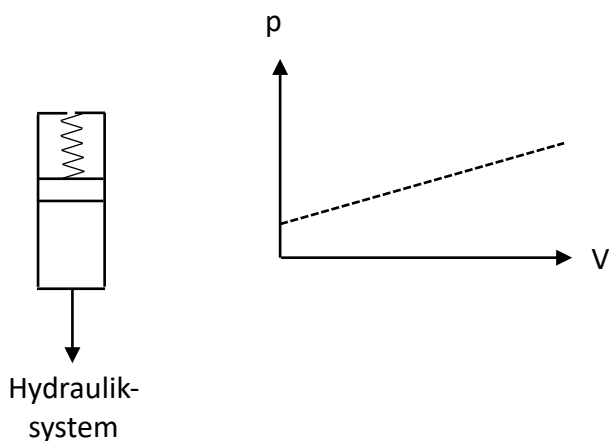


Figur 3.6.1 Vægtakkumulator.

Vægtakkumulatører anvendes ikke ret ofte, da de er store, klodsede og langsomt reagerende. De anvendes kun i forbindelse med hydrauliske processer med lav proceshastighed, f.eks. presser.

3.6.2 Fjederakkumulatører

Fjederakkumulatører er opbygget af en cylindrisk beholder, hvori der er et fjederbelastet stempel. Olietrykket er bestemt af fjederens karakteristik, og fjederkonstant. Fjederkarakteristikken er som regel lineær, således at trykket i akkumulatoren stiger lineært i takt med at stemplet presses opad. I modsætning til vægbelastede akkumulatører reagerer fjederakkumulatører hurtigt.



Figur 3.6.2 Fjederakkumulator.

3.6.3 Gastryksakkumulatører

Gastryksakkumulatører består af én (eller flere) cylindrisk beholder, hvor overskydende flow (og dermed olietryk) akkumuleres ved at sammentrykke en gas. Denne gas er som regel nitrogen, da den ikke er brandbar. Gassen er i et lukket volumen over olien, og er enten adskilt fra olien med et stempel, en blære eller en membran. De tre typer kaldes således:

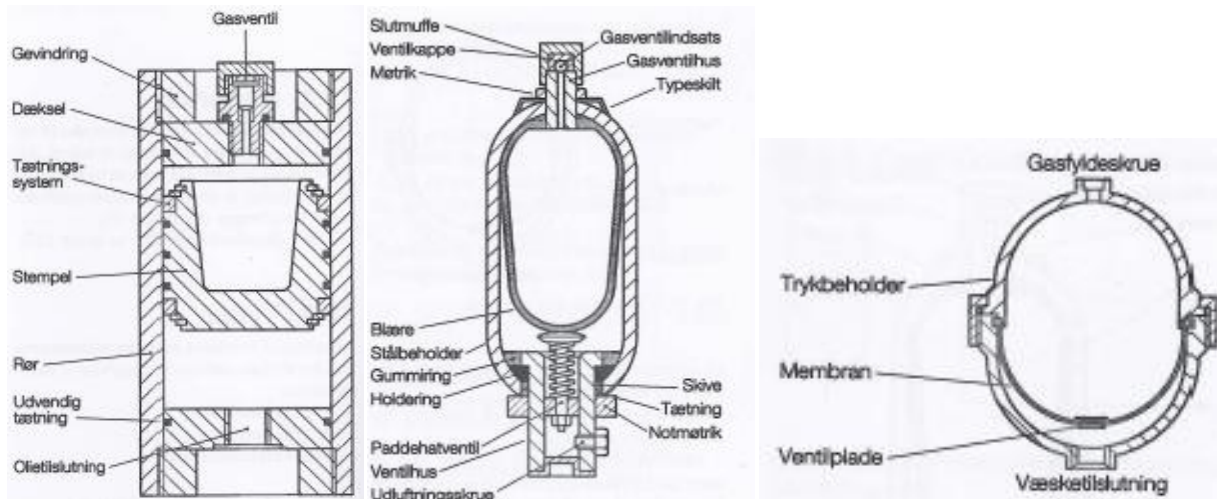
- Stempelakkumulator
- Blæreakkumulator

- Membranakkumulator

Gasakkumulatore er de mest udbredte da de har stor specifik lagerkapacitet, høj virkningsgrad, er hurtige og har lille vedligeholdelse. Udfordringen kan i nogle sammenhænge være, at trykforløbet er tidsafhængigt. Hermed menes, at trykket i gassen og dermed også den energimængde der lagres afhænger af, hvor hurtigt akkumulatoren oplades og aflades. Ved opladning sammentrykkes gassen og bliver herved varm.

Gasakkumulatore kan anvendes ved tryk på op til godt 500 bar.

De tre typer gasakkumulatore er vist med nedenstående figurer.



Figur 3.6.3 Stempelakkumulator (venstre), blæreakkumulator (midte) og membranakkumulator (højre) /1/.

Alle tre typer akkumulatore har et vist energitab som følge af, at gassen i akkumulatoren bliver varm når den komprimeres og kold når den aflades. En del af denne varme/kulde afgives til omgivelserne i afhængighed af, hvor hurtigt akkumulatoren oplades og aflades. Herved er akkumuleringen ikke fuldstændig reversibel. Desuden har stempelakkumulatoren et vist friktionstab i stemplet, der medfører et energitab. Blære- og membranakkumulatorene har ligeledes et lille supplerende energitab i blæren/membranen, når denne udvides og trækkes sammen. Men overordnet set har gasakkumulatore en høj virkningsgrad.

Gasakkumulatore kan forbindes til ekstra gasflasker, hvis det ønskes at holde trykket nogenlunde konstant ved større volumenvariationer. Denne løsning ses tit i forbindelse med større hydrauliksystemer.

3.6.4 Akkumulatordimensionering

Nedenstående er baseret på dimensionering af gasakkumulatore, idet stempel- og fjederakkumulatore er meget lidt anvendt. Som nævnt i kapitel 3.6.3 kan opladning og afladning af akkumulatore foregå mere eller mindre hurtigt, og dermed medføre større eller mindre mulighed for udnyttelse af den energi der er lagret i gassen. Hvis opladning/afladning foregår meget langsomt bliver gassen komprimeret/udvidet isotermisk, dvs. at gassen opretholder samme temperatur hele tiden. Det betyder, at gassen afgiver/optager varme fra opgivelserne (gennembeholdervæggen og olien). I dette tilfælde gælder (Boyle's lov):

$$pV = \text{konstant}$$

hvor:

p: trykket [N/m²]
V: volumenet [m³]

Og i de tilfælde hvor opladning og afladning foregår så hurtigt, at varmen/kulde fra kompressionen/udvidelse forbliver i gassen (adiabatisk kompression/udvidelse), så gælder at:

$$pV^\kappa = \text{konstant}$$

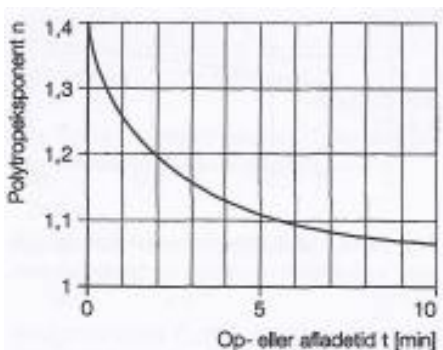
hvor:

p: trykket [N/m²]
V: volumenet [m³]
κ: adiabateksponenten (er 1,4 for luft og nitrogen ved atmosfæretryk)

I praksis foregår op- og afladning hverken så langsomt at den er fuldstændig isotermisk eller så hurtigt at den er adiabatisk (ingen udveksling af varme eller kulde). Derfor kan Boyle's lov i dette tilfælde skrives som:

$$pV^n = \text{konstant}$$

hvor n benævnes polytropeksponenten. Polytropeksponenten afhænger af den tid der går med op- og afladning af gasakkumulatoren, og kan bestemmes eksperimentelt for en given akkumulator. Der er dog nedenstående vist en kurve for polytropeksponenten som funktion af op- og afladetiden.



Figur 3.6.4 Polytropeksponenten n som funktion af op- og afladetiden /1/.

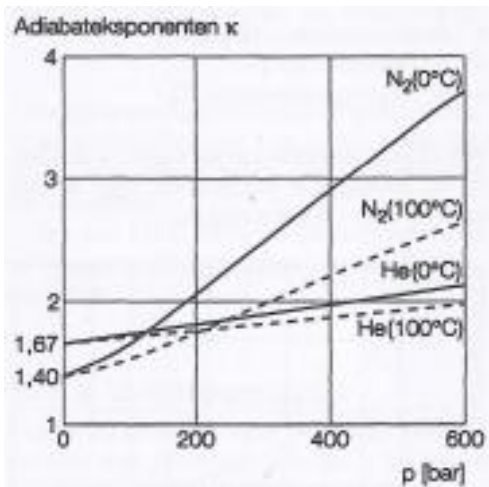
Det arbejde der kan akkumuleres i en ideel gas kan beregnes ud fra nedenstående formel:

$$W = \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

hvor:

W: arbejde [J]
p₁: starttrykket [Pa]
V₁: startvolumenet [m³]
n: polytropeksponenten [-]
p₂: sluttrykket [Pa]

Endelig er det således, at adiabatexponenten og dermed også polytropeksponenten afhænger af gastrykket, således at eksponenten stiger med stigende tryk, se nedenstående figur med kurver for adiabatexponenten for nitrogen og helium.

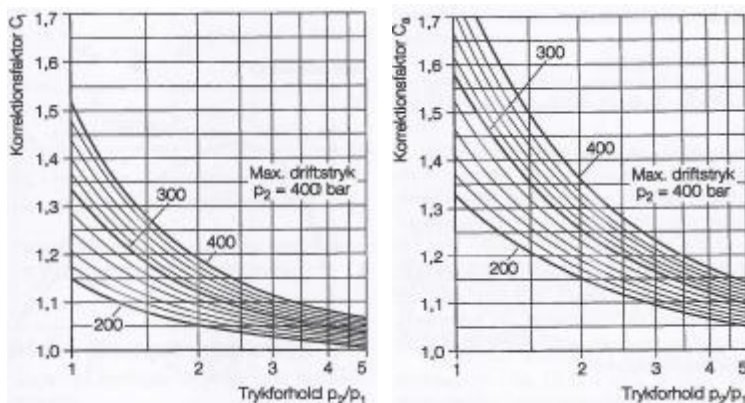


Figur 3.6.5 Adiabatexponenten κ som funktion af tryk og temperatur for nitrogen og helium /1/.

Det er derfor nødvendigt at korrigere polytropeksponenten og dermed det beregnede akkumulatorvolumen i forhold til de tryk hvorunder akkumulatoren skal arbejde og om akkumuleringsprocessen foregår isotermisk eller adiabatisk. Akkumulatorens reelle volumen efter korrektion er:

$$V_{reel} = C * V$$

hvor C er en korrektionsfaktor (C_i eller C_a , se det følgende). Der er nedenstående vist kurver for korrektionsfaktorerne C_i (isotermisk proces) og C_a (adiabatisk proces).



Figur 3.6.6 Korrektionsfaktorerne C_i for isotermiske akkumulatorprocesser og C_a for adiatiske akkumulatorprocesser /1/.

Det ses, at korrektionen i forhold til adiatiske processer er størst. Som tidligere nævnt er akkumuleringsprocessen i praksis hverken isotermisk eller adiabatisk, men et sted der imellem. Ofte anvendes korrektionsværdien for den adiatiske proces, da denne har den højeste værdi og dermed fører til det største akkumulatorvolumen.

I nedenstående tabel er der vist formler for beregning af det nødvendige akkumulatorvolumen V_{reel} . Hvis der ønskes et mindre akkumulatorvolumen (eller et mindre trykinterval p_2-p_1) kan

akkumulatorens gasvolumen forøges med en gasflaske. Summen af gasvolumenet i selve akkumulatoren og i gasflasken er dog uændret, men det kan give en billigere installation da akkumulatoren kan være betydelig mindre. Akkumulatorer med gasflasker er mest almindelige ved akkumulatorvolumener over 20 liter.

	Processekvens	Proces	Akkumulatorvolumen
1.	hurtig opladning, $t < 3$ sek. hurtig afladning, $t < 3$ sek.	adiabatisk, $\kappa: 1,4$ adiabatisk, $\kappa: 1,4$	$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}$ $V_{0, reel} = C_a V_0$
2.	langsom opladning, $t > 3$ min. hurtig afladning, $t < 3$ sek.	isotermisk, $n: 1,0$ adiabatisk, $\kappa: 1,4$	$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right)}$ $V_{0, reel} = C_a V_0$
3.	hurtig opladning, $t < 3$ sek. langsom afladning, $t > 3$ min.	adiabatisk, $\kappa: 1,4$ isotermisk, $n: 1,0$	$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right)}$ $V_{0, reel} = C_a V_0$
4.	langsom opladning, $t > 3$ min. langsom afladning, $t > 3$ min.	isotermisk, $n: 1,0$ isotermisk, $n: 1,0$	$V_0 = \frac{\Delta V}{\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2}}$ $V_{0, reel} = C_i V_0$

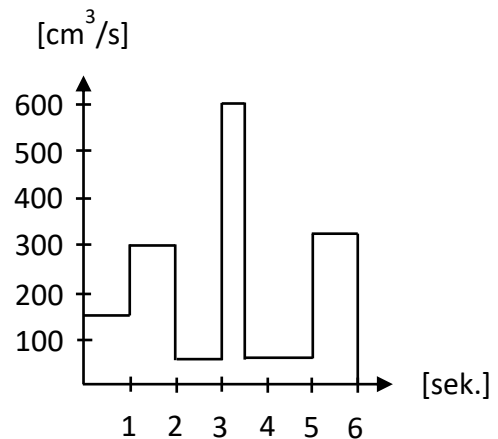
Figur 3.6.7 Beregning af nødvendigt akkumulatorvolumen /1/.

hvor:

- V_0 : akkumulatorens beregnede volumen [cm^3]
 $V_{0, reel}$: akkumulatorens korrigerede volumen [cm^3]
 ΔV : systemets største volumenvariation [cm^3]
 C_i, C_a : korrektionsfaktor [-]
 p_0 : forladetrykket [bar] – sættes normalt til 90% af p_1
 p_1 : minimumstrykket [bar]
 p_2 : maksimaltrykket [bar]
 κ, n : polytropeksponenten [-]

Eksempel

Det er ud fra en given hydraulisk processekvens opstillet det volumenstrømsdiagram, der er vist med figuren. Den hydrauliske sekvens gentages i det uendelige uden stop. Desuden antages det, at hydrauliksystemet er udrustet med en pumpe med fast displacement, der yder 250 cm³/sek. Det ønskes at opretholde et tryk i hydrauliksystemet på 140 bar i gennemsnit og trykket må variere ±10 bar. Derfor er p₁: 130 bar, p₂: 150 bar og forladetrykket sættes til 90% af p₁ eller p₀ ≈ 115 bar.



Periode	Δt [sek.]	q_v [cm ³ /s]	$\Delta V_{\text{forbrug}}$ [cm ³]	ΔV_{pumpe} [cm ³]	ΔV [cm ³]	$\Delta V_{\text{akkumuleret}}$ [cm ³]
1	1	150	150	250	100	100
2	1	300	300	250	-50	50
3	1	50	50	250	200	250
4	0,5	1200	600	125	-475	-225
5	1,5	50	75	375	300	75
6	1	200	325	250	-75	0
Σ	6,0		1.500			

Figur 3.6.8 Volumenstrømsberegning.

Det ses, at delperiode 3 medfører den største variation i det akkumulerede volumen. Det er således dette volumen, som akkumulatoren skal kunne håndtere. I dette tilfælde beregnes det nødvendige akkumulatorvolumen ud fra adiabatisk tilstandsændringer, da alle delprocesserne (opladning/afladning) er ganske kortvarige. Der anvendes formelsæt nr. 1 fra figur 3.6.7 ved beregningerne.

$$V_0 = \frac{250}{\left(\frac{115}{130}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{115}{150}\right)^{\frac{1}{1,4}}} = 5.300 \text{ cm}^3 = 5,3 \text{ liter}$$

3.7 Olietanken

Der er ingen designkrav eller standarder for tanken, som det er nu bliver alle tanke specielt fremstillede til hvert anlæg. Størrelsen afhænger af følgende parametre:

- Systemets opbygning (åbent/lukket)
- Pumpens volumenstrøm
- Cylinder- og akkumulatorstørrelse
- Trykmedie
- Anvendelsessted/driftsforhold

Tankens volumen skal være 3-4 gange større end pumpens flowmængde. Generelt skal det tilstræbes at beholderen er så stor som mulig, så der sikres god varmeafgivelse fra olie til omgivelserne, og at der sikres god luft- og smudsudskillelse samt beroligelse af trykmediet. Især er det vigtigt at sikre, at den luft der er i olien udskilles i tanken. Luft i olie kan give problemer med kavitation i pumpen og de hydrauliske komponenter. Desuden medfører luft meget kraftige, lokale temperaturstigninger i olien, der kan medføre oxidation og overophedning. Endelig

medfører luft i systemet at kompressibiliteten af olien stiger, hvilket giver reduceret "stivhed" i det hydrauliske system.

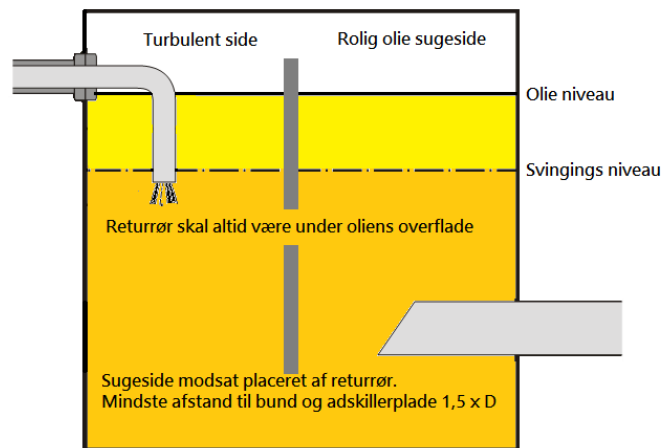
Tankens udformning afhænger ofte af opgaven. Der skal tages hensyn til plads- og materialebehov, mulighed for indvendig afrensning og optimal opdeling. Det er en fordel at have skueglas i tanken for visuelt at kunne holde øje med olien og eventuelt snavs i beholderen og om olien er rolig i sugesiden af tanken.

Tanken opdeles typisk i to sider, så der suges fra modsatte side af hvor returolien kommer. Dette er med til at give et mere roligt miljø omkring sugesiden. Dette er særdeles vigtigt i forhold til at undgå at få luftbobler suget med ind med olien.

Der skal være oliestandsmåler på tanken for at kunne detektere om der skal efterfyldes olie. Placeringen af oliestandsmåleren er vigtigt, og normalt kan oliestandsmåleren give signal ved "lav tilstand" og ved "kritisk lav".

Da det er umådelig vigtigt, at olien er meget ren af hensyn til de hydrauliske komponenter, skal der etableres filtre umiddelbart efter tanken.

Den optimale driftstemperatur for hydraulikolie er normalt 40-50°C. Dette gør, at det kan være nødvendigt både at kunne køle og varme (holde den varm under stilstand af hydrauliksystemet) på tanken for at sikre, at olien har den rette temperatur under drift. I de tilfælde hvor varmeafgivelsen fra tanken ikke er tilstrækkeligt til at holde olie tilstrækkelig kold, er det nødvendigt at etablere en ekstern oliekoeler. Ofte vidner en oliekoeler ligesom en meget varm olietank om, at der er store tab i det hydrauliske system og at der derfor kan være mulige tiltag der kan reducere energiforbruget. Køling af olien i tanken sker i de fleste tilfælde en luftkølet oliekoeler, der er monteret umiddelbart ved eller på olietanken. Hvis der er tale om større hydrauliksystemer ses ofte at oliekoelingen med en væskekoeler.



3.8 Hydraulikvæske

Der stilles meget store krav til den væske, der anvendes i hydrauliksystemer. Den hydrauliske væske skal kunne overføre store kræfter uden at nedbrydes. Desuden skal væsken være forenelig med gængse pakningsmaterialer, forhindre metallisk kontakt mellem hydrauliksystemets komponenter (dvs. smøre) og i visse tilfælde skal væsken være ikke-brandbar (f.eks. i fly, i miner og andre steder hvor brand er et stort problem). Endelig kan der være krav til at væsken ikke må være sundhedsskadelig, hvis hydraulikken anvendes i forbindelse med fremstilling af fødevarer.

I de fleste tilfælde anvendes dog mineralsk olie som hydraulikvæske, idet disse olier har gode egenskaber i forhold til trykstabilitet og smøreevne. Olierne tilsættes normalt additiver som modvirker slid, oxidering og/eller korrosion af de hydrauliske komponenter, eller som forbedrer olien flydeegenskaber etc. Der anvendes mineralske olier i 90-95% af hydraulikanlæggene.

I de tilfælde hvor det ikke er muligt at anvende mineralsk olie på grund af brandfare anvendes f.eks. en olie/vand'emulsion, glykol eller en syntetisk væske (f.eks. silikone eller en ester). De ikke-brandbare væsker har ofte det problem, at de stiller særlige krav til materialer i pakninger etc., og at smøreegenskaberne er betydeligt dårlige end ved olier.

I fødevarerindustrien anvendes ofte vand eller f.eks. vegetabilsk olie som hydraulikvæske, så en eventuel lækage ikke udgør et problem for produktionen.

Helt generelt er det således, at jo højere tryk der er i det hydrauliske system des renere skal olien (væsken) være. I det fleste tilfælde anvendes sugefiltre til renholdelse af olien, dvs. filtre der er monteret mellem olietanken og hydraulikpumpen. Som følge af risikoen for kavitation skal filtrene have forholdsvis store masker. Ud fra en rent teknisk synsvinkel er filtre på hydraulikpumpens trykside en god ide, men det kræver at filtrene kan modstå et meget højt tryk, hvilket fordyrer filtrene. Da der ikke er nogen kavitationsrisiko på pumpens trykside kan filtrene have væsentlig mindre masker end i sugefiltre.

Hydraulikvæskens viskositet har meget stor betydning for, om et hydrauliksystem fungerer tilfredsstillende. Viskositet er et udtryk for hvor flydende væsken er ved en given temperatur, da viskositet normalt er stærkt temperaturafhængig. Hvis væsken opvarmes bliver den som regel mere tyndtflydende. Viskositeten regnes i cSt (centiStoke – mm^2/s) og det er vigtigt at viskositeten er passende, - både under stilstand og drift. Som nævnt i kapitel 5 ønskes det at holde olietemperaturen indenfor forholdsvis snævre grænser, - som regel 40-50°C, således at viskositeten er nogenlunde konstant. Den ønskede minimums- og maksimumviskositet er foreskrevet af pumpefabrikanten i pumpens specifikationer. Ofte tillades en minimumviskositet på 10-20 cSt og en maksimumviskositet på op til 2.000 cSt alt efter pumpetyper. Hvis viskositet er for lav kan der opstå problemer med øget slitage som følge ringe smøring og øget lækage i pumpen og de hydrauliske komponenter. Hvis viskositeten derimod er for høj kan der opstå kavitation i hydraulikpumpen.

3.9 Rør

Dimensionering af rør skal ske i forhold til tryk- og flowforhold. Diameteren er altafgørende, idet en passende dimension er afgørende for tryktabet i systemet. Der kan anvendes følgende tommelfingerregel var udlægningen af rørsystemet.

Trykside: 3,5 m/s

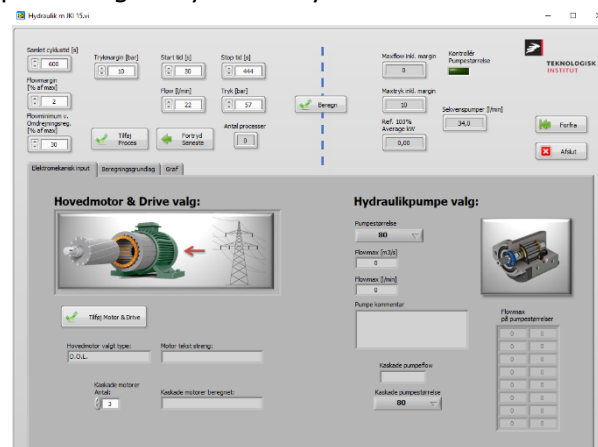
Sugeside: 1,0 m/s

Der skal anvendes bløde knæk og bøjninger samt glatte indvendige overgange for ikke at skabe unødige tryktab, turbulens og luftbobler i olien.

4 Designprogrammer

4.1 Hydraulikapplikation

Der er udviklet et selvstændigt værktøj til behovsoptimering af hydrauliksystemer som en del af ELFORSK projektet "Optimering af hydrauliksystemer". Udgangspunktet for beregningerne med applikationen er en tabel over flow og tryk som funktion af tiden, som svarende til figur 6.1.3. Applikationen tager udgangspunkt i systemer med én pumpe og systemer med flere ens pumper. Grundlæggende set skal der altid foretages en overordnet vurdering af opbygningen. Hvis der er store variationer i samtidige trykbehov vil det jo altid være det højeste tryk, der bestemmer driften og selv med Load Sensing eller EFM vil der være



begrænsninger i den opnåelige energiøkonomi. I sådanne tilfælde bør overvejes flere separate pumper, som f.eks. en højtryks- og en lavtrykspumpe. Hvis det udviklede beregningsværktøj skal anvendes i sådanne tilfælde kan beregningerne gentages med processerne opdelt på systemer med forskelligt tryk.

Input til det udviklede beregningsværktøj foretages på baggrund af en detaljeret gennemgang af de processer anlægget betjener. I værktøjet skal der indtastes værdier for flow- og trykbehov for hver af de processer, der betjenes af det hydrauliske system. Der skal indtastes værdier for én total procescyklus inklusiv en eventuel tomgangsperiode. Videre defineres en trykmargen og en flowmargen, idet dog ikke alle systemer kræver dette. For eksempel vil en omdrejningsreguleret motor/pumpe efter flow ikke nødvendigvis kræve flow og trykmargen udover procesbehovet.

Ved udviklingen af værktøjet er der opstillet matematiske udtryk for hydrauliske komponenter på baggrund af data fra datablade og ydelseskurver. Der er udviklet en avanceret energiberegnerdel, der kan håndtere de forskellige reguleringsformer, der normalt benyttes i industrien.

Det udviklede beregningsværktøj kan håndtere i alt ti forskellige reguleringsformer. Værktøjet kan anvendes både til analyse af eksisterende anlæg og ved planlægning af nyanlæg.

1. **Separat pumpe til hver proces.** Dette er et idealiseret system, hvor pumpearbejdet netop er lig behovet for hvert forbrugssted. Her er det udførte arbejde lig med den energi der tilføres pumpen på nær friktionstabet. Den *hydrauliske systemvirkningsgrad* er her 100%. Denne systemopbygning er reference for virkningsgraden for andre systemer.
2. **V1: Konstant flow og trykregulering.** Pumpe og motor kører konstant, men overstrømsventilen indstilles løbende til det maksimalt forekommende arbejdstryk og der er trykaflastning ved tomgang. Motor og pumpe kører tilnærmelsesvis med konstant omdrejningstal. Hvis flowbehovet ikke varierer så meget, men trykbehovet varierer er dette system velegnet.
3. **V2: Konstant motoromdrejningstal og pumpe med variabel fortrængning.** Overstrømsventilen er indstillet til konstant højt tryk, men flowet er tilpasset, så der kun løber en lille kontrolmængde eller ingenting ud af overstrømsventilen. Motor og pumpe kører tilnærmelsesvis med konstant omdrejningstal. Hvis trykbehovet varierer lidt og flowbehovet varierer meget er dette system velegnet.
4. **V3: Load sensing. Konstant omdrejningstal for pumpen og pumpens fortrængning reguleres efter load sensing signaler for tryk og flow.** Her er såvel flow som tryk tilpasset behovet: Trykket tilpasses til højeste tryk, typisk med en lille margen, og fortrængningen tilpasses til flowbehovet typisk med et lille overflow. Dette system vil kunne opnå en høj hydraulisk virkningsgrad og er egnet til systemer med store variationer i både tryk- og flowbehov. Pumpefortrængningen vil typisk kunne nedreguleres til nær nul.
5. **V4: Omdrejningstalregulering af pumpe med konstant fortrængning og tryk.** Pumpen er forsynet med en omdrejningstalsregulerbar motor, så omdrejningstallet reguleres efter flowbehovet, og overstrømsventilen er indstillet på det højest forekommende tryk plus en trykmargen. Eventuelt må et lille kontrolflow løbe gennem overstrømsventilen. Systemet kan også realiseres elektronisk uden overstrømning. Reguleringsområdet vil være begrænset af det lavest mulige omdrejningstal. Det gælder at motormomentet stadig er højt ved lave omdrejningstal (i modsætning til, hvad der gælder ved drift af ventilatorer og pumper). Systemet er velegnet ved små variationer i trykbehov og store variationer i flow.



6. **V5: Konstant omdrejningstal for pumpen samt konstant tryk og flow.** Et ofte anvendt primitivt system. Ved konstant flow og tryk vælges en pumpe med konstant fortrængning f.eks. en gerotor- eller tandhjulspumpe og en motor med konstant omdrejningstal. Overstrømsventilen stilles på det højeste forekommende tryk + en trykmargen. Dette system vil give den ringeste systemvirkningsgrad. Motor og pumpe kan derimod dimensioneres til at køre med maksimal virkningsgrad.
7. **V6: Konstant omdrejningstal for pumpen og flow men med trykaflastning.** Systemet beskrevet i V5 kan suppleres med en trykaflastningsanordning, så pumpen kortsluttes ved tomgang på nær typisk et tryk på 5 – 10 bar. Dette kan give en stor forbedring i processer med lang tomgangstid og reducerer kølebehovet tilsvarende. Motor og pumpe kører tilnærmelsesvis med konstant omdrejningstal. Pumpen vil typisk køre med høj virkningsgrad også i aflastningssituationen mens motorens virkningsgrad er reduceret.
8. **V7: Omdrejningstalregulering ved load sensing.** Flowet er tilpasset behovet, eventuelt på nær et lille kontrolflow. Trykket tilpasses til det aktuelt forekommende maksimale trykbehov. I forhold til load sensing systemer med variabel pumpefortrængning og konstant omdrejningstal kan der i visse tilfælde opnås højere motor- og pumpevirkningsgrader.
9. **V8: trinregulering med konstant tryk, der stilles på overstrømsventilen og tilpasset flow.** Der defineres kun en motor- og pumpekombination. Der kan regnes med op til fire ens motor- og pumpekombinationer. Hver af dem kører med både konstant flow og med konstant modtryk og dermed konstant effekt.
10. **V9: Trinregulering med tilpasset flow og tryk efter behov.** Der defineres kun en motor og pumpekombination. Hver pumpe kører med konstant flow, men modtrykket varierer efter behov + en lille margen

Værktøjet kan downloades sammen med det øvrige projektmateriale, og der er udarbejdet en brugervejledning hertil.

Værktøjet er udført i National Instruments programsprog Labview, der installeres med den Installer der kan hentes sammen med det øvrige projektmateriale.

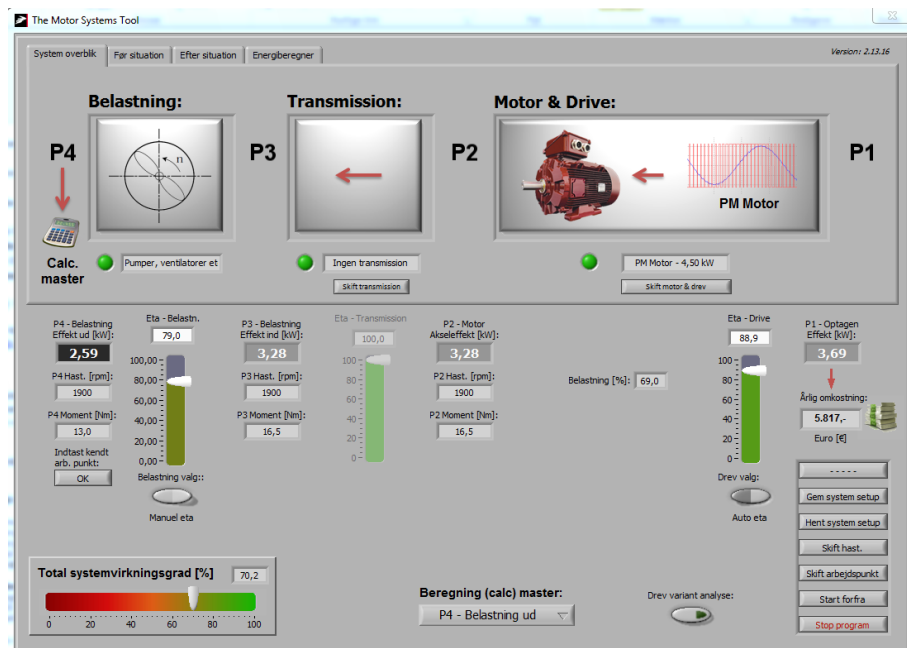
4.2 Motor Systems Tool

Motor Systems Tool er et beregningsværktøj til systemoptimering, der er udviklet under ELFORSK programmet (projekt nr. 344-008 – 2. generationsværktøj til systemoptimering). I

Motor Systems Tool er det muligt at designe et energieffektivt system og regne på de enkelte delkomponenter hver for sig. Desuden er det muligt at designe

komponenternes kapacitet på en sådan måde, at deres størrelse er tilpasset hinanden, så det samlede system bliver energieffektivt.

Motor Systems Tool opererer med data for motorer, transmissioner og belastninger (ventilatorer, pumper og trykluft etc.), der giver mulighed for at beregne energiforbrug, virkningsgrader m.m. på et overordnet niveau. Det er f.eks. ikke muligt at indtaste specifikke forbrugsprofiler, således at der kan regnes forskellige forbrugsvariationer. Derfor er der i dette projekt udviklet en ny beregningskerne, der indgår i Motor Systems Tool, hvor forbrugsprofiler for flow og tryk over tid kan indlæses. Det giver mulighed for at beregne effektiviseringspotentialer ud fra en given forbrugsprofil for at kunne fastslå om det er rentabelt at skifte reguleringsstrategi på eksisterende udstyr, og hvilken reguleringsstrategi der bør vælges for nyt udstyr.



Motor Systems Tool program kan downloades via nedenstående link.

<https://www.motorsystems.org/motor-systems-tool>

4.3 Andre værktøjer

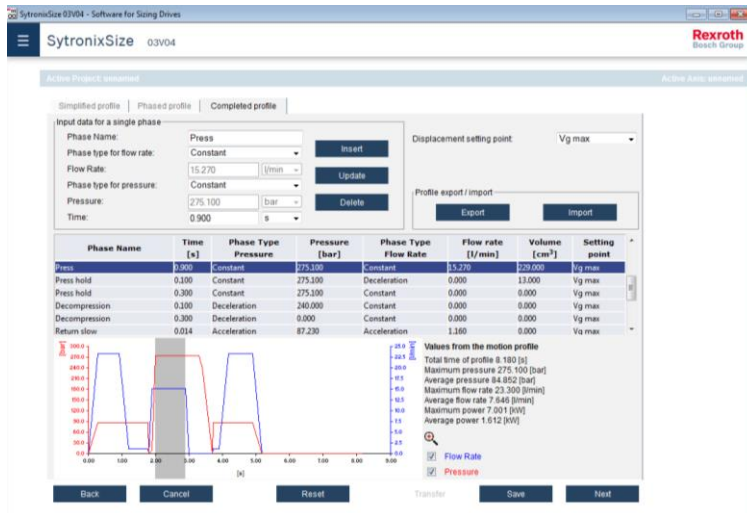
Der findes en række andre værktøjer der kan anvendes ved design af hydrauliksystemer. Heriblandt kan der henvises til Bosch Rexroth's designprogram Sytronixsize¹, hvor det er muligt at designe og bestyke et hydrauliksystem ud fra oplysninger om last- og bevægelsesprofilerne for den hydrauliske proces. I programmet er der lagt tre standardapplikationer ind (støbermaskine, saks og "maskine"). Når behovsprofilerne er lagt ind er muligt at få beregnet følgende parametre for den specificerede hydrauliske proces:

- total cyklustid
- maksimalt tryk
- gennemsnitligt tryk
- maksimalt flow
- gennemsnitligt flow
- maksimalt effektbehov

¹ <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-support/econfigurators-and-tools/sytronixsize/index>

- gennemsnitligt effektbehov

der alle er væsentlige parametre når det skal vurderes om den specificerede proces er hensigtsmæssig eller om der er forbedringsmuligheder. Det skal f.eks. overvejes om det er muligt af gøre forskellen mellem maksimalt og gennemsnitligt flow mindre, hvilket bl.a. vil bevirke at forskellen mellem det maksimale og gennemsnitlige effektbehov indsnævres og at energiforbruget til processen reduceres.



Når den hydrauliske proces er bestemt med programmet kan dette bl.a. foreslå pumpebestykning.

Bosch Rexroth's dimensioneringsprogram kan vedlagsfrit downloades via nedenstående link.

<https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-support/econfigurators-and-tools/sytronixsize/index>

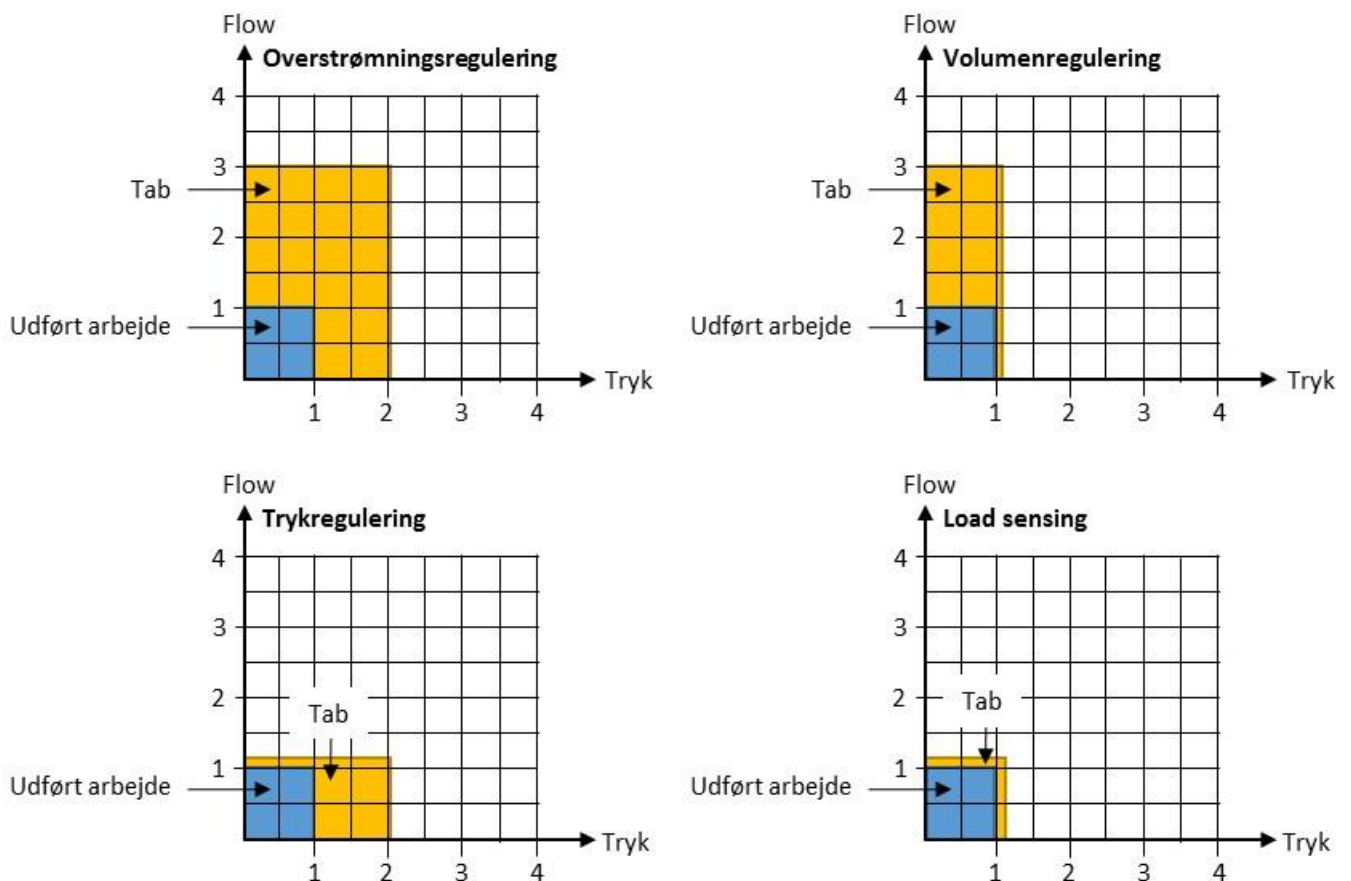
5 Energioptimering

De to helt afgørende faktorer for energiforbruget i et hydraulikanlæg er det tryk og flow, som anlægget skal præsentere. Derfor findes energibesparelspotentialet for hydraulikanlæg i at optimere (tilpasse) anlæggenes tryk- og flowforhold til de aktuelle forhold, - uanset om der er tale om eksisterende eller nye anlæg.

5.1 Pumperegulering

I industrien er det stadig mest almindeligt at hydrauliksystemerne drives af pumper med konstant omdrejningstal. Udviklingen af energieffektive elmotorer, nye styresystemer og ikke mindst frekvensomformere har åbnet for langt mere energieffektive hydrauliksystemer. Umiddelbart er hydrauliksystemer med omdrejningsregulerbare elmotorer det mest kosteffektive, da de har betydeligt bedre energieffektivitet end systemer med displacement regulerede pumper.

Tidligere analyser har vist, at der for en stor del af hydrauliksystemerne i industrien er et energibesparelspotentiale på 20-50%. I visse industrisystemer kan der opnås et besparelspotentiale på helt op til 80%. Det høje potentiale skyldes primært, at standby forbruget for mange hydrauliksystemer er højt, dvs. ydelsen af systemerne ikke løbende tilpasses behovet. Nedenstående er der vist en figur, der illustrerer energiforbruget ved forskellige pumpereguleringer.



Figur 5.1.1 Tab ved forskellige typer styring af hydrauliksystemer.

I det følgende er de forskellige pumpereguleringstyper kortfattet beskrevet.

5.2 Pumper med fast displacement

5.2.1 Overstrømningsregulering

Ved overstrømningsregulering, der stadig er almindelig forekommende i industrien, driver hydraulikpumpen med konstant hastighed, og overskydende ydelse (flow og tryk) drøvles væk i en overstrømningsventil. Flowet til det enkelte forbrugssted reguleres ved drøvling, og den overskydende væske aflastes til tanken. Når denne reguleringsform anvendes kan der være både et for højt tryk og ofte et for stort flow, der begge fører til ringe energieffektivitet. Denne type pumperegulering bør kun anvendes i forbindelse med anlæg, der forudses at få et relativt lavt årligt energiforbrug.

5.2.2 Trykregulering

Ved trykregulering holdes hydraulikpumpens afgangstryk, så systemtrykket kun er standbytrykket (f.eks. 10 bar) højere end det nødvendige tryk. Volumenstrømmen er dog stadig konstant og overskydende flow drøvles væk med energitab til følge. Der er monteret en overstrømningsventil der aflaster pumpens overskydende ydelse til tanken. Overstrømningsventilen er styret af en reguleringsventil, så trykket i overstrømningsledningen (før ventilen) hele tiden er 10-20 bar højere end det til enhver tid nødvendige systemtryk. Hvis der er et meget varierende behov for flow i hydrauliksystemet vil der være et betydeligt tab. Hvis behovet for flow er kendt og konstant kan denne type regulering anvendes uden større tab.

5.2.3 Frekvensregulering

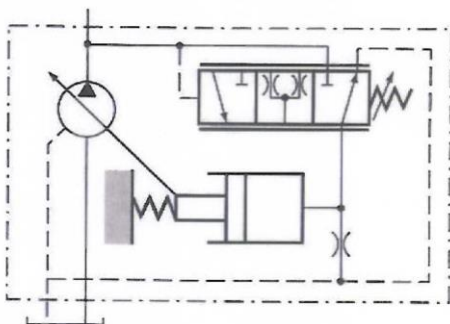
Som nævnt tidligere er der gennem de senere år sket en betydelig udvikling af frekvensregulering til pumper, blæsere etc., der har medført at frekvensregulering er blevet en gængs, driftssikker og billig teknologi. Derfor er det også blevet almindeligt at udruste såvel eksisterende og nye pumper med fast displacement med frekvensregulering, så pumpens ydelse tilpasses trinløst til det aktuelle behov. I langt de fleste tilfælde er frekvensreguleringen tilstrækkelig hurtig til at kunne nå at rampe op eller ned, så det ønskede systemtryk opretholdes indenfor de fastsatte grænser. I de tilfælde hvor forbruget har store, pludselige variationer kan det være nødvendigt at drive hydraulikpumpen(-erne) med et tryk, der lidt højere end systemtrykket, og derved tillade et vist flow gennem en overstrømningsventil, så det ønskede minimumstryk i systemet kan opretholdes. I yderste konsekvens kan det blive nødvendigt at etablere en akkumulator for at kunne imødegå store, pludselige behovsvariationer. Hvis der er forholdsvis kortvarige (få minutter) perioder, hvor pumpen skal yde et højt flow kan det være en mulighed at køre hydraulikpumpens motor oversynkront og med kortvarig overbelastning for at der leveres tilstrækkeligt flow/tryk. Det ødelægger ikke elmotoren så længe at overbelastningen er forholdsvis kortvarig, så motoren ikke bliver for varm. Hvis det er muligt at anvende denne mulighed bliver hydrauliksystemet både billigere og mere energieffektivt, da det undgås at etablere en akkumulator eller at hydraulikpumpen er i overstørrelse.

Overvej om det er muligt at lade hydraulikpumpen køre overbelastet kortvarigt for at klare peaks

5.3 Pumper med variabelt displacement

5.3.1 Flowregulering

Ved flowregulering justeres hydraulikpumpens fortrængning, så flowet tilpasses behovet, mens trykket holdes fast. Hvis en ventil åbnes og behovet stiger falder trykket i systemet, hvorved pumpens automatik øger pumpens fortrængning for at kompensere for det faldende tryk. Figur 5.3.1 viser et eksempel på flowregulering.



Figur 5.3.1 Flowregulering af en pumpe med variabelt displacement /1/.

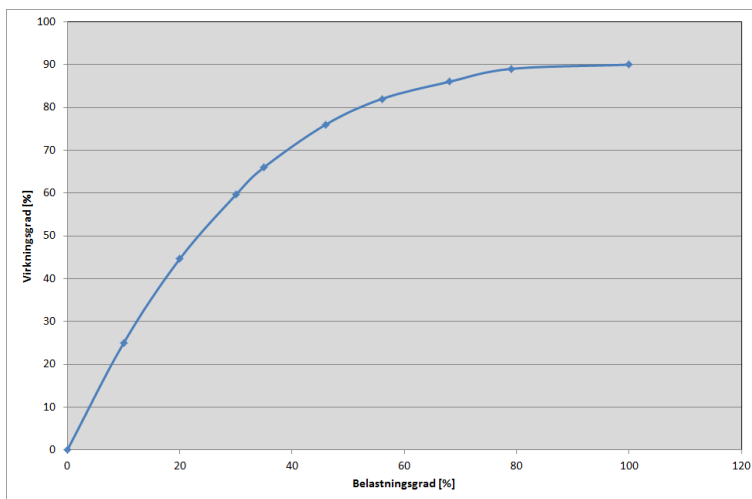
Den enkeltvirkende cylinder midt i diagrammet har fat i pumpens reguleringsmekanisme (f.eks. skrånkiven). Ved stigende tryk på pumpens afgangsside vil øge trykket i cylinderen, hvilket drejer pumpens reguleringsmekanisme og reducerer fortrængningen. Hvis afgangstrykket fra pumpen derimod falder reduceres trykket i cylinderen og pumpens fortrængning øges.

Trykket i cylinderen styres af reguleringsventilen der ses over cylinderen. Ventilen er fjederbelastet i den højre ende, og fjederbelastningen er indstillet til det ønskede afgangstryk

fra pumpen. Ventilens anden ende belastes af trykket fra pumpen. Hvis trykket fra pumpen er lavere end svarende til fjederindstillingen forbliver glideren i den nuværende position, men hvis trykket stiger flyttes ventilens glider mod højre indtil glideren har presset fjederen så meget sammen at der åbnes for porten i glideren, så der strømmer olie ned til cylinderen, hvor trykket så øges hvorved pumpens fortrængning som nævnt reduceres. Denne type regulering kan anvendes uden større tab, hvis behovet for tryk er kendt og konstant, og der er et varierende behov for flow. Trykregulering er en meget hurtigtvirkende.

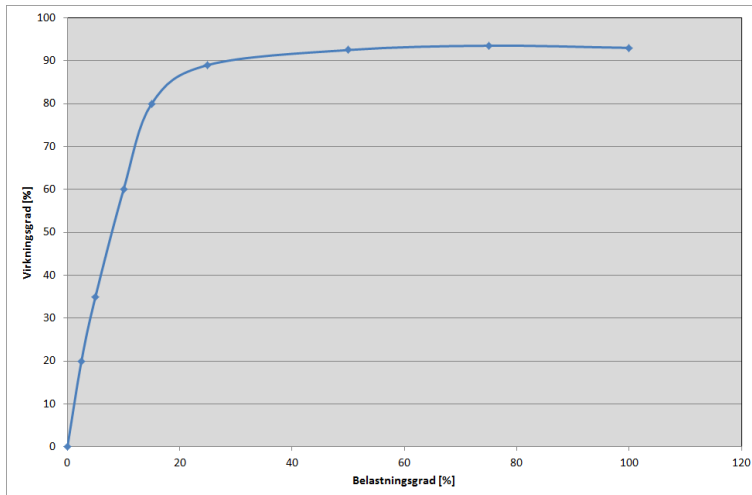
5.3.2 Frekvensregulering

Pumper med variabelt displacement kan ligeledes eftermonteres med frekvensregulering, som det er tilfælde for pumper med fast displacement. Figur 5.3.2 viser virkningsgraden som funktion af belastningsgraden for en pumpe med variabel fortrængning. Pumpens tryk holdes konstant på 210 bar og flowet varieres ved at ændre fortrængningen. På figuren ses, at virkningsgraden falder i takt med at belastningsgraden falder. Faldet i virkningsgraden er størst ved belastningsgrader mindre end 50%. Der er taget udgangspunkt i en pumpe, der i det nominelle driftspunkt yder et flow på 61 l/min. og et tryk på 210 bar. Den tilførte effekt til pumpen er 31 kW.



Figur 5.3.2 Virkningsgrad for pumpe med variabel fortrængning som funktion af belastningsgraden.

I figur 5.3.3 ses virkningsgraden som funktion af belastningsgraden for den samme pumpe, hvor pumpens tryk holdes konstant (210 bar), men flowet varieres vha. omdrejningstal regulering. På figuren ses et meget lille fald i virkningsgraden i området fra 100% til 25% belastningsgrad. Ved lavere belastningsgrader bliver virkningsgraden forringet betydeligt.



Figur 5.3.3 Virkningsgrad for pumpe med variabel fortrængning som funktion af belastningsgraden. Pumpens fortrængning og tryk holdes konstant (210 bar), men flowet varierer vha. omdrejningstal regulering.

Ovenstående forhold viser, at det er væsentligt mere energieffektivt at variere pumpens flow ved hjælp af omdrejningstal regulering frem for at variere flowet ved at ændre fortrængningen.

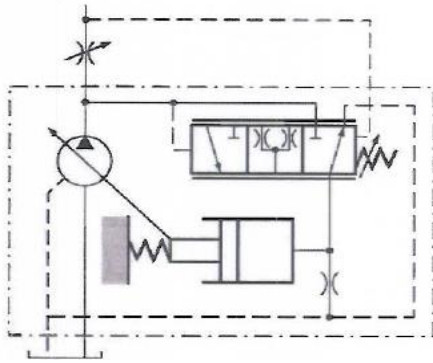
Som nævnt i kapitel 5.2.3 bør det altid overvejes om kortvarige perioder med højt flow kan imødegås ved at lade hydraulikpumpen og dermed dennes motor køre overbelastet for herved at undgå enten en akkumulator eller en pumpe, der er for stor i det meste af driftstiden.

5.3.3 Energieffektive reguleringskoncepter

Der har i de seneste årtier været fokus på energieffektivitet i forbindelse med udviklingen af hydrauliske komponenter, reguleringer og systemkoncepter. Som følge heraf er den mulige fleksibilitet for hydrauliksystemer øget væsentligt, hvilket har givet mulighed for at konstruere energieffektive systemer med høj styrbarhed. Implementeringen af energieffektive systemer er dog ikke helt enkel, idet det kræver at hydraulikkonceptet nøje matches med behovet for ydelse (volumen, tryk, arbejds cyklus etc.) i det enkelte tilfælde. I dag anvendes der i langt de fleste tilfælde hydraulikpumper med fast omdrejningstal, hvor pumpens ydelse styres af overløbsventil eller med displacement' regulering. Udviklingen af energieffektive motorer, reguleringssystemer for motorer, kontrolsystemer for hydrauliktryk og -volumen, f.eks. EFM (Electrohydraulic Flow Matching – Bosch Rexroth), akkumulatører for energilagring og energigenvinding samt udviklingen af nye typer hydraulikvæske giver helt nye muligheder for at etablere nye, energieffektive hydrauliksystemer samt opdatere eksisterende hydrauliksystemer.

5.3.3.1 Load Sensing

Ved Load Sensing justeres både flow og tryk kontinuert efter det aktuelle behov. Der styres efter en fastsat trykdifference mellem pumpens afgangstryk og trykket ved det forbrugssted, der kræver det højeste tryk. Derved tilpasses trykket løbende det aktuelle behov, og flowet tilpasses ligeledes herefter ved at ændre pumpens displacement.

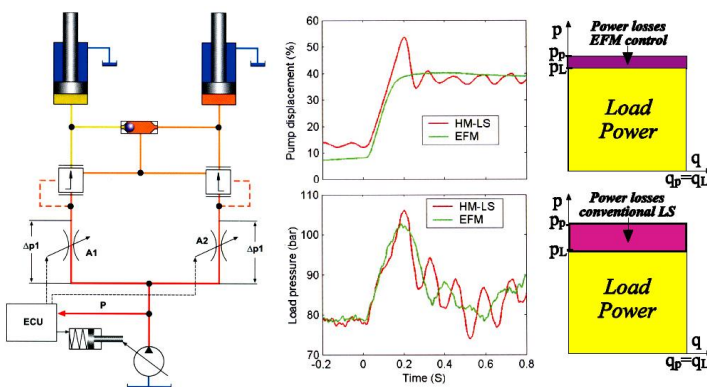


Figur 5.3.4 Load Sensing (mængde) regulering af en pumpe med variabelt displacement.

Det ses, at reguleringen ligner systemet fra trykregulering meget. Forskellen er, at der er tilføjet én yderligere trykforbindelse mellem hydrauliksystemet og reguleringsventilens højre ende. Herved er ventilens glider nu påvirket af både pumpens afgangstryk og trykket ude i hydrauliksystemet foruden fjederen. På den måde er det muligt at holde en trykforskel mellem pumpens afgangstryk og trykket i systemet, svarende til fjederens forspænding (svarende til 10-20 bar). Den viste trykforbindelse fra reguleringsventilen ved pumpen ud i systemet har forbindelse til hvert enkelt forbrugssted gennem forbrugsstedernes reguleringsventiler. Reguleringsventilerne er forsynet med kontraventiler på en sådan måde, at der kun er trykmæssig forbindelse mellem forbrugsstedet med det til enhver tid højeste trykbehov og den fælles trykforbindelse (følerledningen). Herved tilpasses pumpens fortrængning til at være præcis den nødvendige i forhold til det aktuelle behov for tryk og flow, - plus det ekstra tryk der er indstillet med fjederens forspænding. Denne reguleringsform er meget energieffektiv i systemer med varierende behov for tryk og flow, og er blevet mere udbredt i nye systemer de senere år.

5.3.3.2 EFM (Electrohydraulic Flow Matching)

EFM (Electrohydraulic Flow Matching) kan forbedre effektiviteten, stabiliteten og den dynamisk respons for hydrauliksystemer. I EFM-systemer erstattes den trykstyrede pumpe i HM-LS og HM-LUVD systemer (HM-LS: hydromechanical load sensing (HM-LS) and HM-LUDV: hydromechanical flow sharing) med en elektrisk styret pumpe med variabelt displacement, der leverer det nødvendige flow og tryk. I almindelige load sensing systemer leverer pumpen et tryk svarende til det nødvendige tryk ved det forbrugssted med det højeste trykkrav plus det tryk, der er indstillet med forspændingen af reguleringsventilens fjeder. Denne forspænding skal sikre, at der altid er tilstrækkeligt tryk til rådighed, selvom der er trykvariationer i systemet under drift og tryktab i hydrauliksystemets rør.



Figur 5.3.5 Electrohydraulic Flow Matching.

Ved EFM registreres trykbehovet elektronisk ved hvert forbrugssted, og ud fra disse signaler reguleres hydraulikpumpen, så den hele tiden leverer præcis det tryk der er nødvendigt. Det resulterer i bl.a. følgende forbedringer:

- Pumpeflowet justeres til præcis det nødvendige flow (og dermed tryk) uafhængigt af systemets maksimale belastningstryk. EFM systemernes overtryk ved pumpen er derfor lavere end det forudbestemte Δp for LS og LUVD-systemer, hvilket sparer energi
- Pumpen og ventilerne i hydrauliksystemet styres næsten synkront. EFM eliminerer derfor forsinkelser mellem ventilerne ved forbrugsstederne og LS-signalet, der kommer til pumpen. Dette forbedrer igen systemrespons, og det øger stabiliteten med hensyn til forstyrrelsesvariabler. Det vil sige, at arbejdshydraulikken er mindre modtagelig for oscillationer
- Der anvendes i vid udstrækning allerede kendte komponenter (variable pumper etc.).

EFM sparer op til ca. 10% af energiforbruget procent i forhold til almindelige Load Sensing systemer afhængigt af driftspunktet. Denne besparelse skyldes, at tryktabet mellem pumpe og ventil justerer sig i henhold til driftspunktet, og der er ikke en fastsat trykforskel mellem pumpetrykket og trykket i hydrauliksystemet (svarende til forspændingen i fjederen i regulatoren).

6 Eksisterende installationer

6.1 Dataindsamling

Når et hydraulikanlæg skal undersøges for mulige energibesparende tiltag er det nødvendigt først at skabe et overblik over selve hydraulikanlægget samt de komponenter det forsyner. Hvis det er muligt skal der fremskaffes et diagram over hydrauliksystemet inklusiv en komponentfortegnelse. Dette materiale giver umiddelbart et komplet overblik over systemet, og kan danne grundlag for ideer til hvilke tiltag der muligvis kunne realiseres for at nedbringe hydraulikanlæggets energiforbrug. I de tilfælde hvor der ikke findes et diagram og/eller en komponentfortegnelse, er det nødvendigt at tilvejebringe den nødvendige information ved registreringer på stedet. Ved den indledende besigtigelse bør bl.a. følgende data registreres:

- Hydraulikpumpens(-ernes) fabrikat og type
- Hydrauliktryk og variationerne heri under drift
- Hydraulikpumpens styring (frekvensregulering, overløbsventil, on/off etc.)
- Driftscyklussen længde, dvs. last- og aflasttid

Ud fra ovenstående data og registreringer

6.2 Målinger

6.2.1 Spotmåling

Der kan indledningsvis foretages en spotmåling af hydraulikanlæggets effektoptag for på den måde om muligt at se hydraulikpumpens effekt- og lastprofil, dvs. se i hvor stor en del af den samlede cyklostid pumpen er henholdsvis lastet og aflastet, og måle eleffekten under last og aflast. Da hydraulikanlæg laster og aflaster meget hurtigt er det nødvendigt at det måleudstyr der anvendes indstilles til at vise den øjeblikkelige værdi og ikke midler effekten over en periode.

Spotmålinger kræver ikke indgriben i det hydrauliske anlæg, eller specielt udstyr udover effektmåleudstyr, der kan måle med korte intervaller. Spotmålinger kan give en første indikation af, om der i givet fald kan realiseres energibesparelser.

6.2.2 Kontinuerte målinger

Hvis de indledende registreringer og eventuelle spotmålinger viser, at der kan være mulighed for at effektivisere hydraulikanlægget, bør der foretages kontinuerte målinger af anlægget. Målingerne skal foretages med et effektmeter med datalogger, således det er muligt at databehandle målingerne efterfølgende. Måleperioden skal være tilstrækkelig lang til, at der måles over mindst 3-4 komplette procescykluser for hydraulikanlægget, så det er muligt at se hvordan anlægget arbejder.

Hydraulikanlæg laster og aflaster meget hurtigt, så for at en måling skal give mening er det nødvendigt, at målingen udføres med udstyr der kan registrere med højst 1 sekunds interval. I nogle tilfælde kan det være nødvendigt at benytte udstyr med f.eks. 0,1 sekunds interval for at kunne se præcist hvordan anlægget kører.

De kontinuerte elmålinger bør kombineres med registreringer af pumpetrykket. Dette kan ske ved manuelt at registrere trykket på det manometer der er placeret ved pumpen. Denne løsning er dog behæftet med betydelig usikkerhed, idet det ikke er sikkert at manometret viser rigtigt. Desuden kan det være svært at opfange hurtige variationer i trykket, og der er ingen samtidighed mellem effektmålingerne og registreringerne trykket. Men denne enkle tilgang kan give en indikation af hvordan hydraulikanlægget driftes og af mulighederne for effektivisering, - f.eks. i forbindelse med stand-by perioder.

For større hydraulikanlæg, hvor der f.eks. er flere pumper der betjener hydrauliksystemet i parallel, hvor pumpen er med variabel displacement eller er frekvensreguleret, anbefales det, at der udføres samtidige målinger af pumpetryk og effektoptag. Dette sker ved at der foruden effektmeteret monteres tryktransducere på hver pumpes trykside med en tilhørende datalogger. På de fleste hydraulikanlæg er der etableret trykstuds til dette formål. Hvis det ikke er tilfældet kan det være nødvendigt at afmontere manometrene og benytte disse studs. Det er nødvendigt at samarbejde med et hydraulikfirma eller lignende, da man sjældent selv er i besiddelse af udstyr til denne type målinger. Det er efterfølgende nødvendigt at synkronisere målingerne af trykvariationerne og variationerne i effektoptag, da målingerne udføres med to forskellige stykker udstyr.

Der burde ligeledes udføres målinger af flowet i hydrauliksystemet, og helst fra hver pumpe. Flowmålinger kræver i sagens natur at hydraulikanlægget standse, så der kan monteres (og senere demonteres) en flowmåler. Dette er ofte ikke muligt af hensyn til den/de processer, som hydraulikanlægget betjener. Flowmålinger er ikke essentielle for at identificere og kvantificere de fleste normalt forekommende mulige effektiviseringstiltag, hvorfor at flowmålinger normalt udelades.

6.3 Besparelsetiltag

I det følgende er der kort skitseret nogle af de mest almindeligt forekommende muligheder for effektivisering af hydraulikanlægget, idet der tages udgangspunkt i selve hydraulikstationen. Der kan ligeledes være muligheder ude i hydrauliksystemet ved forbrugsstederne såsom f.eks. reduktion af tryktab i systemet ved at justere reguleringsventiler.

6.3.1 Hydraulisk aflastning under standby

I nogle tilfælde er hydraulikanlæg i drift i længere perioder uden egentlig belastning, og selvom effektoptaget er lavere end under lastet drift kan effektoptaget stadig være ret højt. Samtidig kan perioderne uden belastning udgøre en stor del af den samlede driftstid. I få tilfælde kan det være en mulighed helt at standse hydraulikpumpen efter f.eks. driftssignal fra det maskineri der betjenes. Men i de fleste tilfælde er det ikke en mulighed, da hyppige start/stop medfører øget slid på pumpen og kan medføre overbelastning af elmotoren. I stedet bør det overvejes at etablere hydraulisk aflastning af hydraulikpumpen. Hvis hydraulikpumpen er med fast

deplacement kan det gøres ved at indskyde en retningsventil efter pumpen, der aflaster pumpen direkte til tanken således at trykstigningen over pumpen er minimal. I systemer med pumper der har variabelt deplacement kan der indskydes en on/off ventil efter pumpen, og herved få hydraulikanlægget til at fungere efter samme ide som et Load Sensing system under standby. Ventilen indbygges så den spærrer for pumpen under standby perioder, idet pumpens LS signal tages efter ventilen. Herved vinkles pumpen helt ud og pumpen arbejder kun op mod et minimalt tryk svarende til pumpens LS indstilling på 15-20 bar.

Der kan i mange tilfælde etableres frekvensregulering af hydraulikpumpen som alternativ til hydraulisk aflastning, hvilket ofte vil være den billigste løsning, se kapitel 6.3.2.

6.3.2 Etablering af frekvensregulering

Det er stadig helt almindeligt at tilpasse ydelsen af et hydraulikanlæg ved at lade overskydende olie strømme tilbage til tanken gennem en overstrømningsventil. Denne løsning er særdeles ineffektiv, såfremt det er nødvendigt at tilpasse pumpeydelsen i større omfang. Derfor kan det være en løsning at eftermontere frekvensregulering, så pumpeydelsen kontinuert tilpasses trinløst til behovet. Frekvensomformere er både billige og driftssikre, og i langt de fleste tilfælde er frekvensreguleringen tilstrækkelig hurtig til at kunne nå at rampe op eller ned, så det ønskede systemtryk opretholdes indenfor de fastsatte grænser. I de tilfælde hvor forbruget har store, pludselige variationer kan det være nødvendigt at drive hydraulikpumpen(-erne) med et tryk, der lidt højere end systemtrykket, og derved tillade et vist flow gennem en overstrømningsventil, så det ønskede minimumstryk i systemet kan opretholdes. Hvis der er forholdsvis kortvarige (få minutter) perioder, hvor pumpen skal yde et højt flow kan det være en mulighed at køre hydraulikpumpens motor oversynkront og med kortvarig overbelastning for at der leveres tilstrækkeligt flow/tryk. Det ødelægger ikke elmotoren så længe at overbelastningen er forholdsvis kortvarig, så motoren ikke bliver for varm. Hvis det er muligt at anvende denne mulighed bliver hydrauliksystemet både billigere og mere energieffektivt, da det undgås at etablere en akkumulator eller at hydraulikpumpen er i overstørrelse.

6.3.3 Fejl på hydraulikpumpen

I hydrauliksystemer med pumper der har variabelt deplacement ses nogle gange at pumpernes evne til at vinkle ned er defekt, så pumpens effektoptag er uforholdsmæssigt højt under aflastningsperioder. Dette kan normalt identificeres blot ved at undersøge effektoptaget ud fra kontinuerte målinger og sammenholde dette med den driftscyklus der er observeret. Hvis pumpen er defekt som beskrevet, er det ofte mest fordelagtigt at udskifte pumpen med en ny med fast deplacement og frekvensregulering.

Referencer

/1/ Hydraulik Ståbi, Nyt Teknisk Forlag 1996