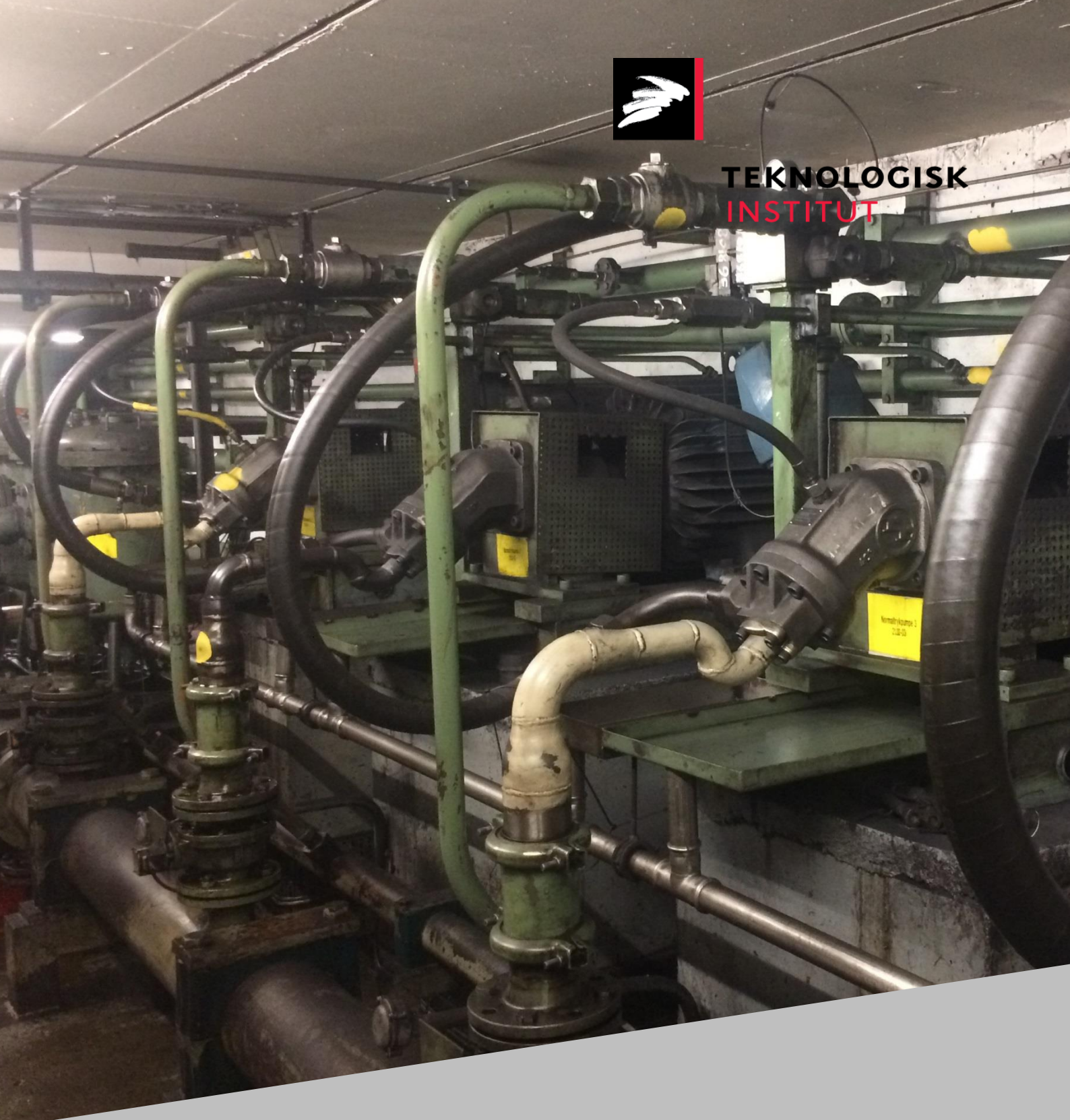




**TEKNOLOGISK
INSTITUT**



OPTIMERING AF HYDRAULIKSYSTEMER DESIGN- OG OPTIMERINGSVÆRKTØJ

Marts 2019

Indholdsfortegnelse

Side

1	Sammenfatning	3
2	Baggrund	4
3	Potentiale vurdering	5
3.1	Slagterier	5
3.2	Foderindustri	5
3.3	Træindustri	6
3.4	Plast- og gummiindustri	6
3.5	Betonindustri	6
3.6	Metalfremstilling	6
3.7	Metalforarbejdning	6
4	Hydraulikanlæg	7
4.1	Grundlæggende begreber	7
4.1.1	Hydrauliske tryk	7
4.2	Pumper	8
4.2.1	Energiforbrug og virkningsgrader	9
4.2.2	Pumpetyper	10
4.3	Oliebeholder	13
4.4	Hydraulikvæsker	14
4.5	Ventiler	14
4.6	Aktuatorer	17
4.7	Akkumulatorer	18
4.7.1	Vægtakkumulator	18
4.7.2	Fjederakkumulatorer	19
4.7.3	Gastryksakkumulatorer	19
4.7.4	Akkumulatordimensionering	20
5	Beregnings- og designværktøjer for hydrauliksystemer	25
5.1	Hydraulikapplikation	25
5.2	Motor Systems Tool	28
5.3	Andre værktøjer	28
6	Designkoncept for hydrauliksystemer	29
6.1	Funktionsdiagram	29
6.2	Systemopbygning	33
6.2.1	Enkeltsystem	33

6.2.2 Ringledningsystem	33
6.3 Pumpebestykning	33
6.4 Pumperegulering	34
6.4.1 Pumper med fast displacement	35
6.4.2 Pumper med variabelt displacement	36
6.4.3 Energieffektive reguleringskoncepter	38
7 Cases	41
7.1 NLMK Dansteel A/S	41
7.1.1 Sakselinjen V6	41
7.1.2 HPL	43
7.1.3 Slabsovn 2	44
7.2 Saint Gobain Isover A/S	46
7.2.1 Palleteringsanlæg	46
Referencer	47

1 Sammenfatning

Nærværende projekt har haft til formål at udvikle et koncept for behovsdrevet optimering af hydrauliksystemer, hvor der tages udgangspunkt de konkrete behov i de enkelte tilfælde. En væsentlig del af industriens elforbrug til elmotordrevne maskinsystemer (30% /1/) anvendes til trykluft, køling og hydraulik, heraf anvendes godt 3% til hydrauliske systemer. Erfaringer fra undersøgelser på området viser, at der i mange tilfælde kan realiseres et potentiale på op til ca. 50% set i forhold til konventionelle systemer.

Der er udviklet et koncept for optimering af hydrauliksystemer baseret på anvendelse af nyeste teknologi indenfor komponenter og regulering baseret på en behovsdrevet tilgang. Konceptet er indlejret i et computerbaseret værktøj, der på baggrund af registreringer af behovet i det enkelte tilfælde giver brugeren mulighed for og ideer til energioptimering.

Der er desuden udviklet en designvejledning, der støtter virksomhederne og disses rådgivere når der skal projekteres nye hydrauliksystemer, så de er optimale i det enkelte tilfælde.

Endelig er der på baggrund af designvejledningen udarbejdet et udkast til en "lille blå" om hydraulik, der kan indgå i ELFORSK's serie af små blå bøger om energiforbrugende installationer, og mulighederne for effektivisering.

Projektet er finansieret af ELFORSK programmet med projektnr. 349-016, og er udført af følgende projektdeltagere i perioden 1. maj 2017 til 1. april 2019.

Søren Draborg	+45 72202028	Teknologisk Institut
Otto Paulsen	+45 72202431	Teknologisk Institut
Claus M. Hvenegaard	+45 72202525	Teknologisk Institut
Morten Brask	+45 36349467	Bosch Rexroth A/S
Claus Petersen	+45 36349482	Bosch Rexroth A/S
Bjarne Petersen	+45 72171814	Saint Gobain Isover A/S
Ulrik Larsen	+45 30943446	NLMK Dansteel A/S
Irina Volovick	+45 47782610	NLMK Dansteel A/S
Claus Götke	+45 51176182	Aura A/S

2 Baggrund

Udviklingen af hydrauliske komponenter og systemkoncepter har de seneste årtier haft fokus på energieffektivitet og driftssikkerhed. Med dagens komponenter såsom elektrisk styrede pumper, motorer og ventiler samt elektroniske styresystemer er fleksibiliteten af hydrauliske systemer øget samtidig med at det er muligt at konstruere hydrauliske systemer med høj energieffektivitet og god styrbarhed. Indførelsen af energieffektive systemer er dog ikke enkel, da der kræves indgående kendskab til det anlæg som det hydrauliske system skal drive, dvs. anlæggets arbejds cyklus samt krav til drivtryk og -mængde. For at opnå det størst mulige energieffektivitet kræves det, at samtlige tab, dvs. flow-, tryk- og mekaniske tab, minimeres. Det er desuden en forudsætning, at det nye hydrauliksystem er nøje tilpasset arbejdsopgaven. Endelig opnås den maksimale energieffektivitet ikke blot ved at anvende den mest energieffektive komponenter, men også at selve konceptet for hydrauliksystemet er optimalt.

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 deplacementregulerede pumper.

I dette projekt er der bl.a. undersøgt en række hydrauliksystemer på to industrivirksomheder med det formål at afdække konkrete muligheder for energieffektivisering. De eksisterende hydrauliksystemer på de to virksomheder er undersøgt og dernæst sammenholdt med tilsvarende energieffektive systemer. Analyser udført i anden sammenhæng viser, at der for en stor del af hydrauliksystemerne i industrien er et energibesparelspotentiale på 20-50%. I visse industri-systemer kan der opnås et besparelspotentiale på helt op til 80%.

Målgruppen for projektet er primært til industrivirksomheder og disses rådgivere. Desuden er leverandører af hydrauliksystemer og energirådgivere en væsentlig del af målgruppen.

3 Potentiale vurdering

I dette kapitel introduceres en række brancher, hvor der anvendes hydraulik, - enten som hydrauliksystemer der er udført eksternt i forhold til det maskineri de driver eller som hydrauliksystemer der er indbygget i det maskineri de driver.

Det er i forbindelse med projektet kortlagt hvilke brancher i dansk industri der anvender hydraulik, til hvilke(-n) type udstyr samt hvor stort et potentiale for effektivisering der antages at være i den enkelte branche, se tabel 3.1. Det er beskrevet hvilke problemstillinger, der er i brancherne og dermed hvad der danner grundlag for anvendelsen af væskekoblede batterier.

	Elforbrug, i alt [MWh/år]	Potentiale effektivisering [MWh/år]
Landbrug & fiskeri	15.147	-
Industri	184.846	-
Handel & service	8.633	-
I alt	208.626	
Slagterier	14.477	7.239
Foderindustri	7.233	3.617
Træindustri	10.835	5.418
Plast- og gummiindustri	38.969	3.897
Betonindustri	24.891	7.467
Metalfremstilling	39.051	11.715
Metalforarbejdning	24.034	12.017
Øvrige	25.356	12.178
Industrien i alt	184.846	63.548

Tabel 3.1 Oversigt over elforbruget til og potentialet for effektivisering af hydraulikanvendelse.

Det ses, at det samlede elforbrug til hydraulik i industrien udgør i alt 184.846 MWh, hvoraf det totale potentiale for energieffektivisering antages at være 63.548 MWh, svarende til 34% af industriens nuværende elforbrug til hydraulik.

3.1 Slagterier

På slagterier anvendes hydraulisk drevne maskiner i forbindelse med f.eks. udbeningsprocesser, til afklipningsmaskiner og halsrensningværktøjer. De hydrauliske systemer er ofte udført så pumpestationen er placeret i et andet, separat lokale end produktionsudstyret. Miljøet på et slagteri er meget fugtigt og det har tidligere udelukket brug af elektriske motorer. I fremtiden vil det blive mere almindeligt at anvende elektriske motorer, da de er faldet i pris og bliver fremstillet i udgaver, som kan tåle miljøet på slagterierne.

3.2 Foderindustri

I foderindustrien anvendes hydraulik primært til drift af pillepresser, hvor grønt, halm og lignende presses til piller. Ved at presse det organiske materiale opnås langt længere levetid end hvis materialet opbevares uden at være presset. Pillepresserne drives af hydraulikstationer der opstillet i umiddelbar nærhed af presserne.

3.3 Træindustri

I træindustrien anvendes hydraulik i forbindelse med produktionsudstyr som f.eks. pressetørrer og pillepresser. I en pressetørrer foregår der en samtidig presning og opvarmning af emnerne, typisk massivt træ. Pressen består af en større antal hule metalplader, hvori mellem træet der skal tørres er anbragt. Pressepladerne tilføres normalt damp til opvarmning, og plader presses sammen med hydraulik. Hydraulikken tilføres fra en ekstern hydraulikstation.

Desuden anvendes der hydraulik til drift af træpillepresser, der presser træpartikler sammen til piller. Herved træet håndterbart for brugerne der i vidt omfang er private med træpillefyr. Pillepresserne drives af hydraulikstationer der opstillet i umiddelbar nærhed af presserne.

3.4 Plast- og gummiindustri

Som det ses i tabel 3.1 udgør plast- og gummiindustrien en meget væsentlig andel af det samlede elforbrug til hydraulik. Hydraulikken indgår primært i plaststøbebranchens sprøjtestøbemaskiner, hvor sprøjteformens lukkemekanisme er hydraulisk drevet. Sprøjtestøbemaskinerne er leveret med integreret hydrauliksystem, hvilket kan besværliggøre mulighederne for energieffektivisering en del. Sprøjtestøbemaskiner leveret både med fuldt hydraulisk drevet lukkemekanisme, delvis hydraulisk drevet (hybridanlæg) og fuldt elektrisk drevet lukkemekanisme. Der er en tendens til at branchen overgår til hybridmaskiner eller maskiner med elektrisk drevet lukkemekanisme. Dette giver en betydelig energibesparelse, der dog ikke er direkte skyldes effektivisering af hydrauliksystemerne.

3.5 Betonindustri

I betonindustrien anvendes hydraulisk drevne omrørere til blanding af beton til støbning af betonelementer, fliser etc. og til blanding af beton for in-situ-støbning i byggebranchen. Desuden anvendes hydraulisk drevne transportører og rysteborde. Det hydraulisk drevne produktionsudstyr er koblet til eksternt placerede hydraulikstationer, der ofte er opstillet i separate lokaler i produktionsområderne.

3.6 Metalfremstilling

Hydraulik anvendes primært i valseværker (produktion af stålplader og stangstål) og til koldtrækningsmaskiner og presser. I valseværkerne er hydraulikkens funktion at presse valserne sammen med et veldefineret tryk, så stålpladernes struktur bliver som ønsket og at valsningen resulterer i helt plane plader. Netop hydrauliksystemer der anvendes i forbindelse med valsning af stålplader indgår som case i dette projekt, da disse hydrauliksystemer er endog meget store. Desuden anvendes hydraulik i en lang række andre sammenhænge i branchen til f.eks. manøvrering af udstyr, til drift af transportører og til fraklip af overskydende materiale. Hydraulikudstyret er normalt anbragt i centrale units i separate lokaler.

3.7 Metalforarbejdning

I denne branchen anvendes hydraulik i forbindelse med drift af presser, bukkere, omrullere, klippere og andre udstyr, hvor der kan tilføres stor kraft for at tildanne metallet til den ønskede facon. Det er kan f.eks. udstyr til bukning af stålplader i forbindelse med produktion af vindmølleårne. Hydraulikudstyret er kan være både indbygget i det pågældende udstyr eller der kan være anvendt eksternt placerede hydraulikstationer.

4 Hydraulikanlæg

Et hydraulikanlæg er i udgangspunktet forholdsvis simpelt opbygget. Hydraulikanlægget består af en pumpe der pumper væske (normalt en olie) gennem et rørsystem til forbrugsstederne, f.eks. en aktuator eller en hydraulisk drevet motor.

Det mest simple og velkendte hydraulikanlæg er en hydraulisk donkraft, som drives med en håndbetjent pumpe. I dette tilfælde tilføres energi ved at presse et håndtag ned med stigende kraft afpasset behovet indtil opgaven er udført, hvorefter der ikke pumpes mere. De fleste hydraulikanlæg i industrien har desværre ikke dette simple systems tilpasning til det aktuelle behov og dermed gode energieffektivitet. De industrielle hydraulikanlæg er normalt i drift konstant med varierende behov alt efter driftscyklussen for det enkelte anlæg. En driftscyklus for en presse kan være f.eks. opdelt i følgende intervaller:

1. Presning
2. Tilbageførsel af stempel
3. Standby

4.1 Grundlæggende begreber

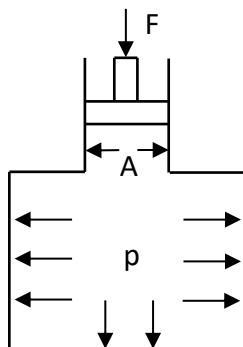
4.1.1 Hydrauliske tryk

Når en indesluttet væske påvirkes af en ydre kraft bringes den under tryk. Trykket p er lige stort i alle retninger i indeslutningen, og udøver lige stor kraft på arealer af samme størrelse. Trykket beregnes således:

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

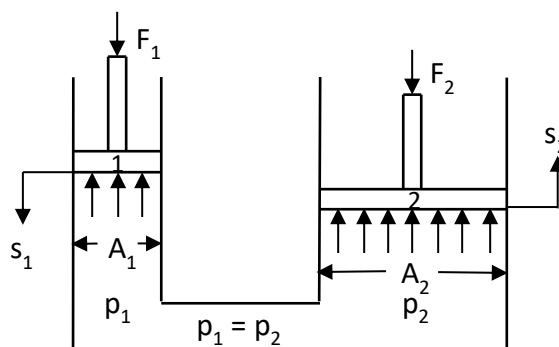
hvor:

p	tryk [N/m ²]
F	kraft [N]
A	areal [m ²]



På nedenstående skitse er der vist et system med to stempler, der er indbyrdes forbundne. Dette illustrerer udmærket princippet i et hydraulisk system, hvor der tilføres en kraft på ét stempel for at bevæge et andet stempel. Trykket under begge stempler er det samme, da stemplerne er indbyrdes forbundne og det antages at trykforskellen mellem p_1 og p_2 som følge af stemplernes forskellige højde er ubetydelig. Til sammenligning svarer 1 bar til højdeforskel mellem stemplerne på 11,1 meter, når der anvendes olie som hydraulikvæske. Det betyder i praksis, at:

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



Hvis hydraulikvæsken antages at være inkompressibel og at stemplerne bevæges gnidningsfrit vil en bevægelse s_1 af stempel 1 medføre en bevægelse s_2 af stempel 2:

$$V_1 = A_1 s_1 = A_2 s_2 = V_2$$

eller:

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{F_2}{F_1}$$

Det ses, at stempelvandringen s er omvendt proportional med kraften F . Denne sammenhæng udnyttes f.eks. i en donkraft, hvor en stor vandring med donkraftens håndtag resulterer i en lille vandring men stor kraft på donkraftens stempel.

4.2 Pumper

Der indgår pumper i alle hydrauliksystemer. Hydraulikpumpen har til opgave at tilføre energi til hydraulikvæsken i form af flow og tryk, så væsken kan drive de komponenter, der er i systemet. Denne energiomsætning er ikke tabsfri, idet der afsættes varme i selve væsken som følge af friktions- og kompressionsvarme ved pumpningen. Desuden har elmotoren et vist tab der afsættes som varme til den omgivende luft. Der anvendes en del forskellige pumpetyper i hydrauliksystemer, men fælles for dem alle er at det er fortrængningspumper, dvs. at pumpen konstant skal aflevere hele pumpevolumen. Dette valg af pumpetype skyldes at der kræves meget høje tryk. Pumpevolumenet kaldes pumpens displacement eller slagvolumen, og der findes pumper med både fast og variabel displacement, dvs. pumper der leverer et bestemt, fast flow og pumper hvor flowet kan justeres løbende efter behovet.

Hydraulikpumper findes som roterende pumper, f.eks. tandhjulpumper, vingehjulpumper og skruepumper, og som stempelpumper. Tandhjuls- og skruepumperne findes som følge af konstruktionen kun med fast displacement, mens der for de øvrige pumpetyper er mulighed for at justere pumpens displacement. Ændringen i displacement kan ske både manuelt ("permanent" justering) og hydraulisk eller elektrisk (løbende justering/regulering).

Nedenstående er der en oversigt over pumpetyper med fast og variabelt displacement og deres karakteristika /2/.

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 4.2.1 Pumper med variabelt displacement /2/.

Pumpetype	Maksimalt tryk [bar]	Normalt anvendelsestryk [bar]	Flow [l/min.]	Virkningsgrad		Anvendelse
				η_v	η_{mh}	
Skruerpumpe	140	70	150	0,90	0,85	f.eks. elevatorer, rormaskineri
		35		0,90	0,90	f.eks. spil
Indertandhjuls-pumpe	70	50	750	0,97	0,92	højtrykspumpe m. flere trin
		30		0,95	0,90	f.eks. styretrykspumpe
Kompenseret indertandhjuls-pumpe	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	0,84	f.eks. landbrug, elevatorer
Radialstempel-pumpe	600	500	200	0,90	0,92	højtrykssystemer, f.eks. presser

Tabel 4.2.2 Pumper med fast displacement /2/.

Foruden de pumpetyper der er vist i tabel 4.1-2 findes en række andre pumpetyper, som f.eks. gerotorpumper, fastvingepumper og rækkestempelpumper. Disse er dog ikke særlig udbredte i industrien.

4.2.1 Energiforbrug og virkningsgrader

Den tilførte eleffekt til fortrængningspumper kan beregnes ud fra følgende formel:

$$P = \frac{pq_v}{600\eta_t}$$

hvor:

P	tilført effekt [kW]
p	pumpetryk [bar]
q_v	volumenstrøm [l/min.]
η_t	totalvirkningsgrad [-]

Volumenstrømmen beregnes ud fra følgende udtryk:

$$q_v = Dn\eta_v$$

hvor:

q_v	volumenstrøm [l/min.]
D	pumpens displacement (slagvolumen) [l/r]
n	pumpens omdrejningstal [r/min.]
η_v	volumetrisk virkningsgrad [-] (se tabel 4.1-2)

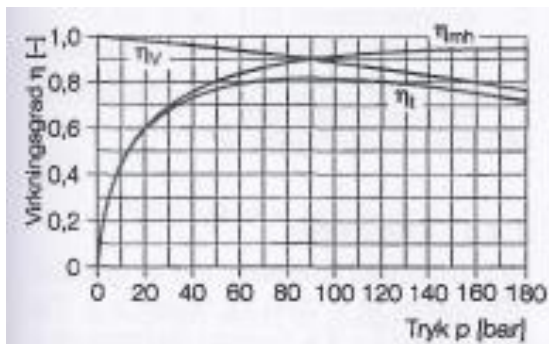
Totalvirkningsgraden for en fortrængningspumpe er sammensat af den volumetriske virkningsgrad og den mekanisk/hydrauliske virkningsgrad. Den volumetriske virkningsgrad er et udtryk for hvor stor en del af pumpens slagvolumen der rent faktisk fortrænges under et pumpeslag. Og den mekanisk/hydrauliske virkningsgrad er et udtryk for hvor effektivt pumpen omsætter den tilførte effekt, dvs. hvor store er tabene (friktion, strømningstab i pumpehuset etc.) i pumpen. Totalvirkningsgraden er således:

$$\eta_t = \eta_v\eta_{mh}$$

hvor:

η_v volumetrisk virkningsgrad [-] (se tabel 4.2.1-2)
 η_{mh} mekanisk/hydraulisk virkningsgrad [-] (se tabel 4.2.1-2)

Der er nedenstående en figur der viser virkningsgraderne for en fortrængningspumpe. Som det ses er η_v lineært aftagende med stigende tryk, mens η_{mh} er stærkt aftagende med reduceret tryk fordi friktions- og strømningstab udgør en tiltagende større andel af den samlede energiomsætning, når trykket reduceres.



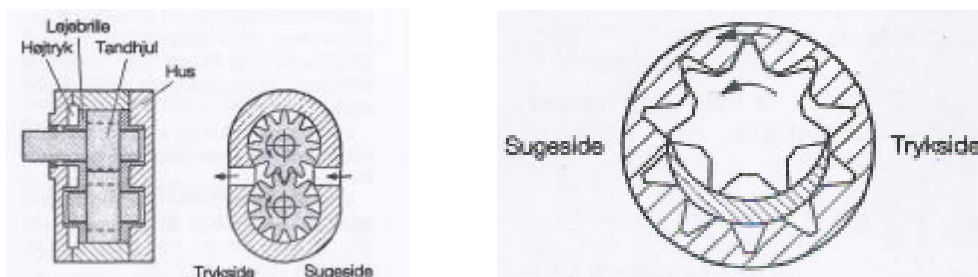
Figur 4.2.1 Virkningsgrader for en fortrængningspumpe /2/.

4.2.2 Pumpetyper

I det følgende er der en kort beskrivelse af de væsentligste pumpetyper, deres konstruktion og deres typiske anvendelse.

Tandhjulspumper

Nedenstående er der vist to typer af tandhjulspumper, - yder- og indertandhjulspumper, hvor ydertandhjulspumpen er til venstre og indertandhjulspumpen til højre. Begge pumpetyper findes kun med fast deplacement.



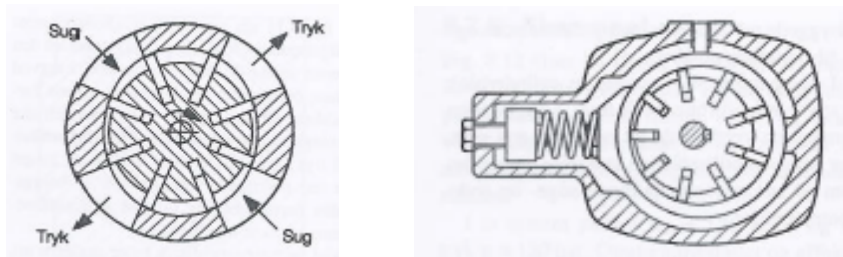
Figur 4.2.2 Ydertandhjulspumpe (til venstre) og indertandhjulspumpe (til højre) /2/.

Fælles for begge pumpetyper er at hydraulikvæsken transporteres fra pumpens sugeseide til tryksiden ved at volumenet mellem tandhjul og tandkrans bliver fyldt med væske på sugesiden, hvorefter væskens presses ud af pumpen på tryksiden. Ydertandhjulspumpen er meget udbredt i hydrauliksystemer, da pumpetyperen er enkel og har høj virkningsgrad.

Pumperne anvendes typisk i lavtrykssystemer med tryk op til 70 bar. Der er dog muligt at anbringe flere pumper sat i serie, og på den måde anvendes tandhjulspumper i højtrykinstallationer.

Vingehjulspumper

En vingehjulspumpe består af et pumpehus, hvori der er placeret en rotor med bevægelige, fjederbelastede vinger. Rotoren er excentrisk forskudt i forhold til pumpehuset, således at afstanden mellem pumpehus og rotor varierer. Hydraulikvæsken transporteres gennem pumpen ved at volumen(-erne) mellem pumpehus og rotor bliver fyldt med væske på sugesiden, der efterfølgende presses ud på pumpens trykside. Der findes både vingehjulspumper med fast displacement og pumper med variabel displacement. De to pumpetyper er vist med nedenstående illustrationer.

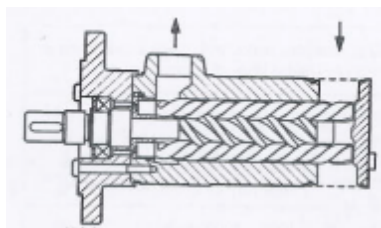


Figur 4.2.3 Vingehjulspumpe med fast fortrængning (til venstre) og vingehjulspumpe med variabel fortrængning (til højre) /2/.

Som det ses fortrænger vingehjulspumpen med fast displacement væske to gange pr. omdrejning. Vingehjulspumper med variabel displacement fortrænger som følge af pumpens konstruktion kun væske én gang pr. omdrejning. Pumpens displacement ændres ved at den ydre kontrolring forskydes ved at justere fjederbelastningen (eller det hydrauliske tryk) på kontrolringen. Vingehjulspumper er mest anvendt til lav- og mellemtryksanlæg, hvor der er stor variation i flowbehovet.

Skruepumper

En skruepumpe består af et hus med to eller flere spindler. Den ene spindel er drevet af pumpeakslen og denne spindel driver de øvrige spindler. Gevindet på to samhörrende spindler danner sammen med pumpehuset lukkede volumener der vandrer hen gennem pumpen fra sugeside til trykside, når spindlerne drejes. Nedenstående er der vist en illustration af en skruepumpe med tre spindler.

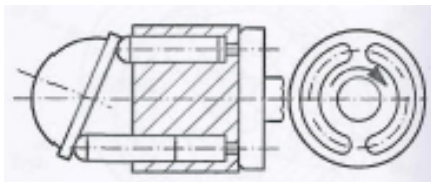


Figur 4.2.4 Skruerpumpe /2/.

Skruepumper findes kun med fast displacement.

Aksialstempelpumper

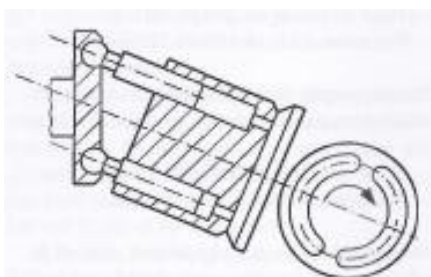
Aksialstempelpumper findes i to udgaver, - aksialstempelpumper med skråtstillet skive (stator) og aksialpumper med skråtstillet aksel. Begge typer findes med såvel fast som variabel deplacement. Aksialstempelpumpen med skråtstillet skive består af en rotor, hvori der er placeret en række stempler. Statoren er en skive hvorpå stempelbundene glider. Ved rotation af rotoren vil stemplerne følge skivens overflade og derved skiftevis blive trykket ind og trukket ud, hvorved pumpevirkningen opnås. Hydraulikvæsken tilføres og presses ud gennem hver sin bananformet port, se illustration.



Figur 4.2.5 Aksialstempelpumpe med skråtstillet skive /2/.

Pumpens deplacement kan varieres ved at ændre vinklen på den skråtstillede skive, såfremt pumpen er med variabel deplacement.

I aksialstempelpumper med skråtstillet aksel er stemplers fastgjort til en skråtstillet skive, der er monteret på den drivende aksel. Pumpecylindren er monteret i vinkel med akslen, således at stemplerne bevæges frem og tilbage når akslen roteres, se illustrationen. Ligesom ved aksialstempelpumpen med skråtstillet skive tilføres hydraulikvæsken gennem en bananformet port ligesom væsken presses ud af pumpen gennem en bananformet port.



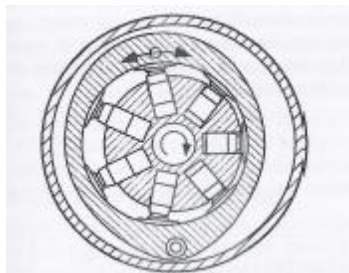
Figur 4.2.6 Aksialstempelpumpe med skråtstillet aksel /2/.

Pumpens deplacement kan varieres ved at ændre vinklen på pumpecylindren i forhold til den drivende aksel.

Aksialstempelpumper er velegnede til store flow ved høje tryk.

Radialstempelpumper

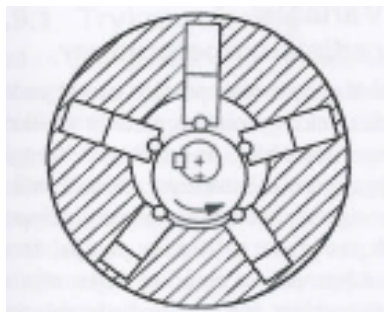
Der findes to typer radialstempelpumper, - radialstempelpumper med roterende cylinder og radialstempelpumper med stationær cylinder. En radialstempelpumpe er udstyret med stempler, der er anbragt i stjerneform radialt ud fra den drivende aksel. I en radialstempelpumpe med roterende cylinder følger stemplernes bund en cirkulær ring, der er forskudt i forhold til cylindrens centrum, se illustrationen.



Figur 4.2.7 Radialstempelpumpe med roterende cylinder /2/.

Radialstempelpumper findes både med fast displacement og variabel displacement.

I en radialstempelpumpe med stationær cylinder er stemplerne i stedet fastgjort til en excentrisk placeret aksel, således at stemplerne bevæges frem og tilbage i cylinderen når akslen roteres, se illustration.



Figur 4.2.8 Radialstempelpumpe med stationær cylinder /2/.

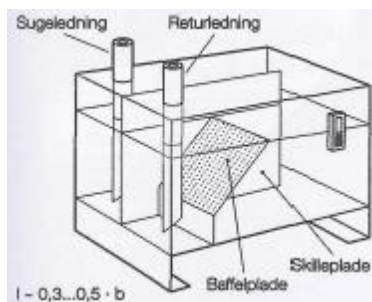
Radialstempelpumper med stationær cylinder har fast displacement.

4.3 Oliebeholder

Oliebeholderen er en overset men vital del af et hydrauliksystem. Beholderen har flere funktioner, hvoraf de væsentligste er:

- opbevaring af hydraulikvæsken – beholderen skal kunne rumme hele oliefyldningen plus 10-15% mere, så service er mulig
- varmeafgivelse – den varme der udvikles af pumpen samt nettovarmeoptag/-afgivelse fra processer, rør etc. skal fjernes fra olien i beholderen. Det sker ved varmeafgivelse fra beholderen eller hvis det er utilstrækkeligt med en ekstern kølekreds
- luft- og smudsudskillelse – luft og smuds fra hydrauliksystemet udskilles i beholderen ved at olien passerer gennem en baffelplade (luftudskillelse) samt ved at der kan drænes fra bunden i beholderen (smudsudskillelse)
- beroligelse af hydraulikvæsken – beholderen skal sikre at olie flyder stille mod pumpens sugestuds, så der er en jævn forsyning af olie til pumpen
- eventuel påbygning af hydraulikpumpe inklusiv motor
- eventuel påbygning af ventilstyring
- eventuel påbygning af filtre etc.

Oliebeholderens volumen skal være 3-5 gange hydraulikpumpens volumenstrøm i liter pr. minut.



Figur 4.3.1 Oliebeholder til stationære anlæg /2/.

Ovenstående figur viser en typisk oliebeholder, hvor olien først passerer gennem en skråtstillet baffelplade (plade med små huller) der slår eventuelle luftbobler itu. Dernæst passerer olien rundt om skillepladen før den når sugeledningen.

Oliebeholderens størrelse afhænger af mange forhold, men generelt er der den tommelfingerregel, at beholderens volumen skal være 3-4 gange det maksimale flow i det hydrauliske system.

4.4 Hydraulikvæsker

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.

4.5 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.

Hydrauliske ventiler kan inddeles i følgende kategorier:

- Afspærringsventiler
- Retningsventiler

- Trykventiler
- Strømventiler

De forskellige ventiltyper og deres primære anvendelse er kort beskrevet nedenstående. Ventilene, deres funktionsprincipper og anvendelse er detaljeret beskrevet i f.eks. *Hydraulik Ståbi /2/* 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:

- Kontraventiler – kontraventiler sørger for at hydraulikvæske kun kan løbe én vej gennem systemet
- Pilotstyrede kontraventiler – kontraventiler med tilhørende retningsventil, således kontraventilen tvangsåbnes så væsken kan løbe mod kontraventilens retning
- Spærreventiler – to sammenbyggede pilotstyrede kontraventiler, hvor væsken kan sendes i to retninger alt hvilken ventil der er åben, eller begge ventiler kan være lukkede
- Veksellventiler – veksellventilen er ligeledes to kontraventiler der er bygget sammen, således at væsken fra den ventil hvor der er største tryk presses ud gennem en fælles port. Ventiltypen anvendes i forbindelse med Load Sensing systemer
- Rørbrudsventiler – ventilen er under normal drift åben men såfremt et rør eller en slange sprænger rives en kegle/kugle i ventilen med væskestrømmen og trykker sig fast i ventilsædet, hvorved væskestrømmen stoppes.

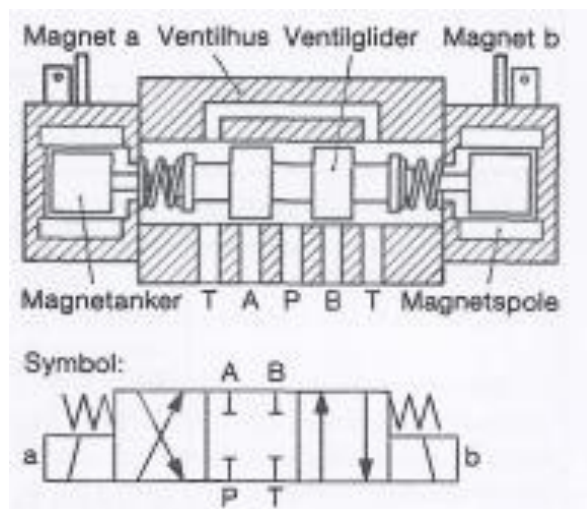
Retningsventil

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 drøve 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/afspærre 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
- Servoretningventiler – 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 servoretningventil med en torque'motor.

Retningsventilerne benævnes ud fra antallet af tilslutninger og skiftestillinger, 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 4.5.1 Eksempel på en 4/3 retningsventil /2/.

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 i stedet 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.

4.6 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. Der henvises i denne forbindelse til kapitel 4.1 Pumper.

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.

4.7 Akkumulatorer

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.

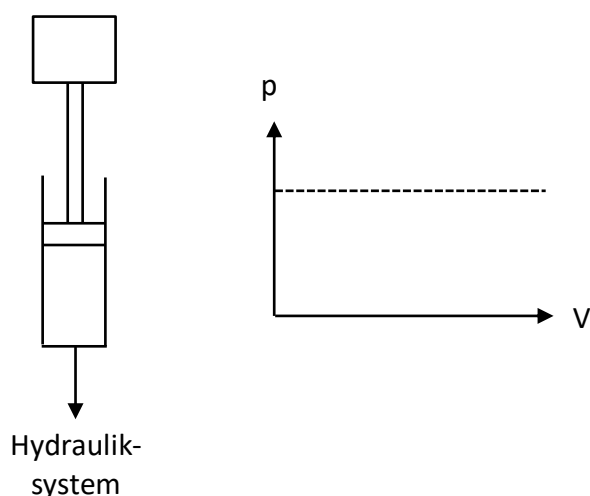
Akkumulatoren er en trykbeholder og er underlagt kravene hertil. Der findes følgende typer akkumulatorer:

- 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, der opstår f.eks. opstå fra stød på en aktuator og ind i systemet.

4.7.1 Vægtakkumulator

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

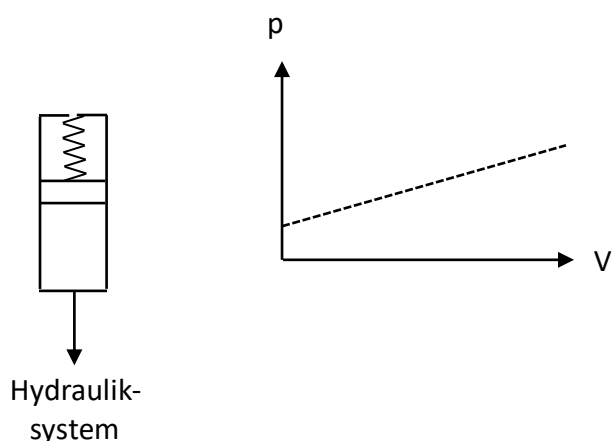


Figur 4.7.1 Vægtakkumulator.

Vægtakkumulatorene 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.

4.7.2 Fjederakkumulatorene

Fjederakkumulatorene 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 akkumulatorene reagerer fjederakkumulatorene hurtigt.



Figur 4.7.2 Fjederakkumulator.

4.7.3 Gastryksakkumulatorene

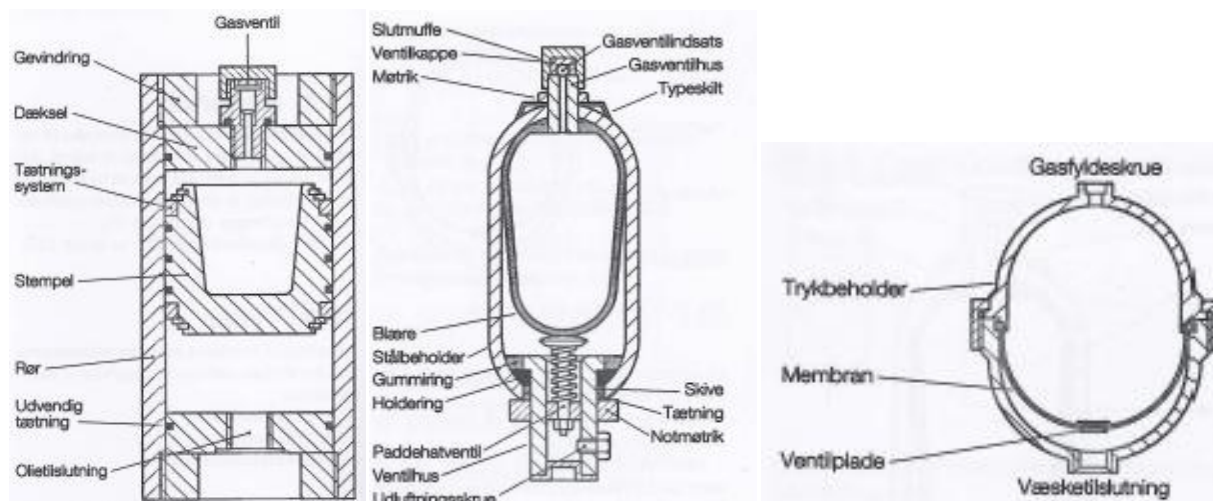
Gastryksakkumulatorene består af én (eller flere) cylindrisk beholder, hvor overskydende flow (og dermed olietryk) akkumuleres ved at sammentrykke en gas. Denne gas er som regel nitrogen, da den er ubrændbar. Gassen er i et lukket volumen over olie, og er enten adskilt fra olien med et stempel, en blære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

- Stempelakkumulator
- Blæreakkumulator
- Membranakkumulator

Gasakkumulatorene 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.

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

De tre typer gasakkumulatorene er vist med nedenstående figurer.



Figur 4.7.3 Stempelakkumulator (venstre), blæreakkumulator (midte) og membranakkumulator (højre) /2/.

Alle tre typer akkumulatører 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 membranakkumulatørene har ligeledes et lille supplerende energitab i blæren/membranen, når denne udvides og trækkes sammen. Men overordnet set har gasakkumulatører som nævnt en høj virkningsgrad.

Gasakkumulatører 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.

4.7.4 Akkumulatordimensionering

Nedenstående er baseret på dimensionering af gasakkumulatører, idet stempel- og fjederakkumulatører er meget lidt anvendt. Som nævnt i kapitel 4.7.6 kan opladning og afladning af akkumulatører foregå mere eller mindre hurtigt, og dermed medføre større eller mindre mulighed for udnyttelse af den energi der er lagret i gassen. Hvis opladning/aflad foregår meget langsom bliver gassen komprimeret/udvidet isothermisk, dvs. at gassen opretholder samme temperatur hele tiden. Det betyder, at gassen afgiver/optager varme fra opgivelserne (gennembeholder-væggen og olien). I dette tilfælde gælder (Boyle's lov):

$$pV = nRT = \text{konst.}$$

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:

$$pV^\kappa = nRT = \text{konst.}$$

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:

$$pV^n = nRT = \text{konst.}$$

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 4.7.4 Polytropeksponenten n som funktion af op- og afladetiden t .

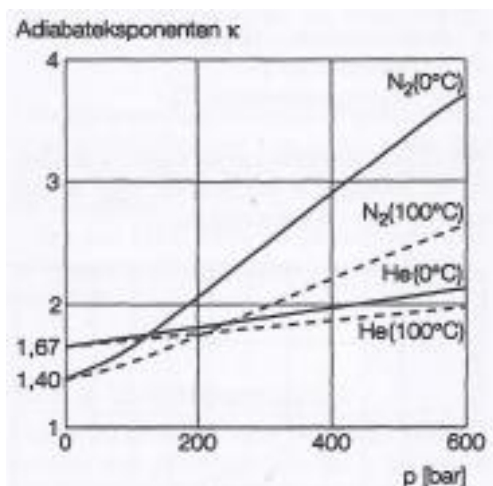
Det arbejde der kan akkumuleres i en ideel gas kan beregnes ud fra nedenstående formel:

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

hvor:

W: arbejde [J]
 p_1 : starttrykket [Pa]
 V_1 : startvolumenet [m^3]
 n : polytropeksponenten [-]
 p_2 : sluttrykket [Pa]

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

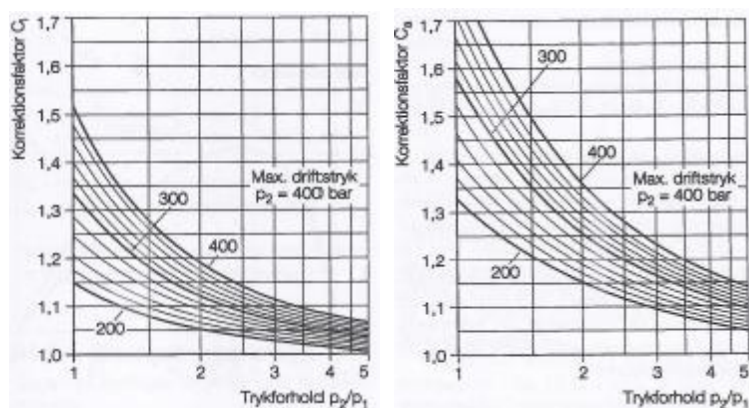


Figur 4.7.5 Adiabateksponenten κ som funktion af tryk og temperatur for nitrogen og helium /2/.

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:

$$V_{0,real} = CV_0$$

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 4.7.6 Korrektionsfaktorerne C_i for isotermiske akkumulatorprocesser og C_a for adiabatisk akkumulatorprocesser /2/.

Det ses, at korrektionen i forhold til adiabatisk proces er størst. Som tidligere nævnt er akkumuleringsprocessen i praksis hverken isotermisk eller adiabatisk, men et sted der imellem. Ofte anvendes korrektionsværdien for den adiabatisk 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 $V_{0,real}$. 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. Akkumulatører 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, $n: 1,0$	$V_0 = \frac{\Delta V}{\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2}}$ $V_{0, reel} = C_i V_0$

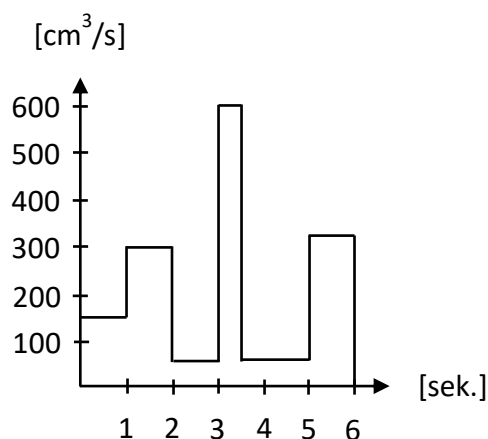
Figur 4.7.7 Beregning af nødvendigt akkumulatorvolumen /2/.

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 deplacement, der yder $250 \text{ cm}^3/\text{sek.}$. Det ønskes at opretholde et tryk i hydrauliksystemet på 140 bar i gennemsnit og trykket må variere $\pm 10 \text{ bar}$. Derfor er p_1 : 130 bar , p_2 : 150 bar og forladetrykket sættes til 90% af p_1 eller $p_0 \approx 115 \text{ bar}$.



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 4.7.8 Volumenstrømsberegning.

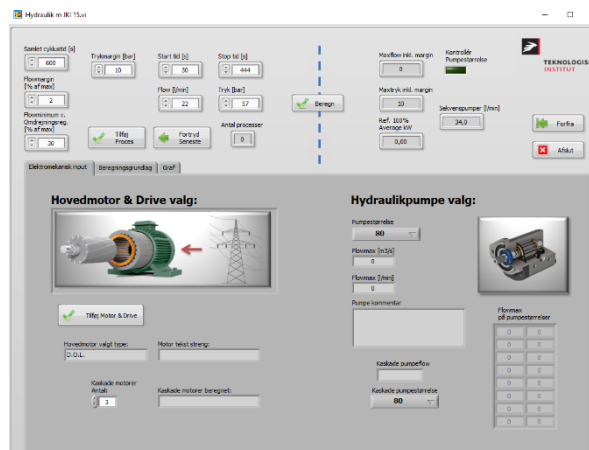
Det ses, at delperiode 3 medfører den største variation i det akkumulerede volumen. Det er således dette volumen, som akkumulatoren skal kunne håndtere. I dette tilfælde beregnes det nødvendige akkumulatorvolumen ud fra adiabatisk tilstandsændringer, da alle delprocesserne (opladning/afladning) er ganske kortvarige. Der anvendes formelsæt nr. 1 fra figur 4.7.7 ved beregningerne.

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

5 Beregnings- og designværktøjer for hydrauliksystemer

5.1 Hydraulikapplikation

Der er udviklet et selvstændigt værktøj til behovsoptimering af hydrauliksystemer som en del af projektet. 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 friktionstab. 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 arbejdsstryk og der er trykafkastning 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

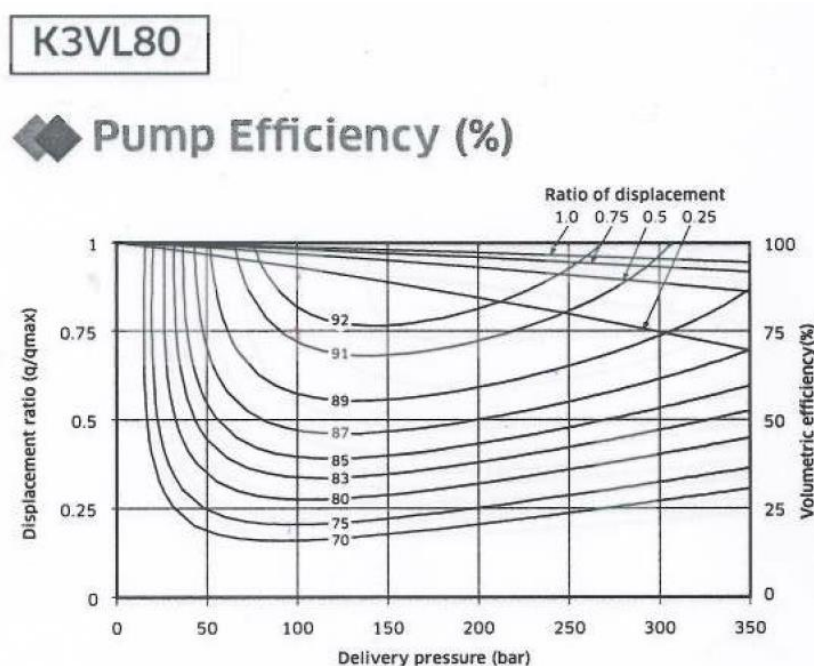
pumpe kører tilnærmelsesvis med konstant omdrejningstal. Hvis trykbehovet varierer lidt og flowbehovet varierer meget er dette system velegnet.

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 omdrejning 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

Hydraulikapplikationen er baseret på Kawazaki's K3VL serie. Denne modelrække går fra 28 - 200 cm³/min og kan give tryk op til 350 bar. Pumperne har variabel fortrængning, så grundlæggende er omdrejningstallet konstant og kapaciteten varieres ved at variere fortrængningen. Imidlertid er fysikken bag virkningsgraden den samme for pumpetyper med fast fortrængning, så som et kompromis anvendes den samme model også for fast fortrængning og variabelt omdrejningstal.

- Den grundlæggende antagelse er den volumetriske virkningsgrad kun afhænger af trykket og fortrængningen
- Det antages, at den *ikke transporterede* væskemængde, der udtrykkes ved den volumetriske virkningsgrad også er tryksat til pumpens udgangstryk
- Desuden antages at den mekaniske virkningsgrad kan udtrykkes ved et konstant friktionsmoment, der kun afhænger af pumpens størrelse og af trykket. Dette er en tilnærmelse, idet noget af momentet vil afhænge af omdrejningstallet.

Sammenlagt konstateres der afvigelser mellem den udviklede pumpeapplikation og de kurver der ligger til grund for modellen på op til 4% ved lave tryk og lille fortrængning, og 1 – 2% ved høj tryk og flow.



Figur 5.1.1 Virkningsgradsdiagram for den Kawasaki pumpe der er baggrund for pumpemodellen.

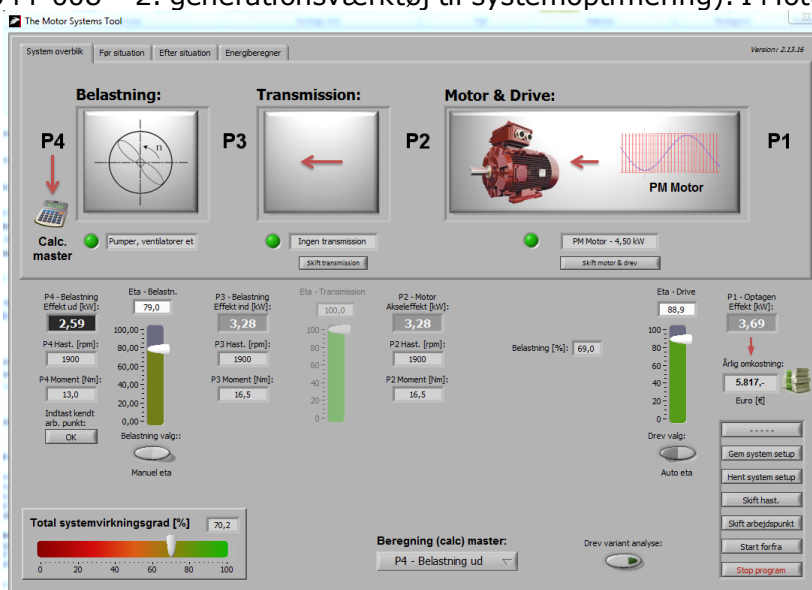
Værktøjet kan downloades sammen med det øvrige projektmateriale, og der er udarbejdet en brugervejledning hertil.

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

5.2 Motor Systems Tool

Motor Systems Tool er et beregningsværktøj til systemoptimering, der er udviklet under EL-FORSK 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.

5.3 Andre værktøjer

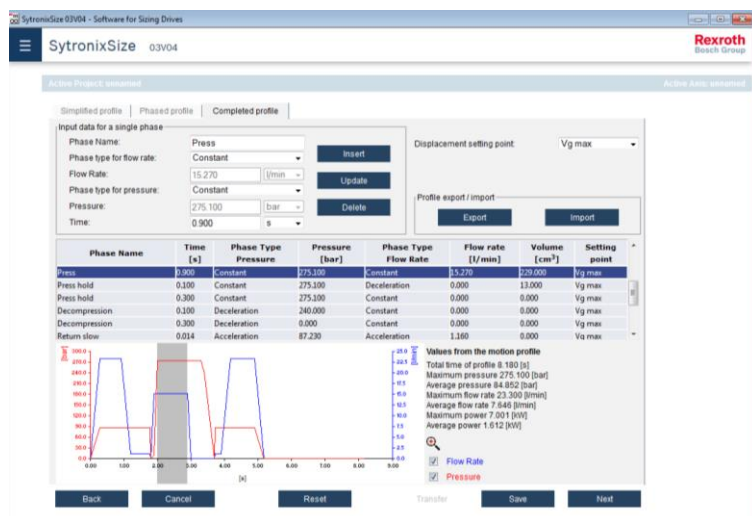
Der findes en række andre værktøjer der kan anvendes ved design af hydrauliksystemer. Heriblandt kan der henvises til Bosch Rexroth's designprogram Sytronixsize¹, hvor det er muligt at designe og bestyke et hydrauliksystem ud fra oplysninger om last- og bevægelsesprofilerne for den hydrauliske proces. 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
- 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

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

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.

6 Designkoncept for hydrauliksystemer

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 tages stilling til:

- Systemopbygning
- Pumpebestykning
- Pumperegulering

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

6.1 Funktionsdiagram

Uanset størrelsen af et hydrauliksystem er det vigtigt at skabe det bedst 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 tidmæssige sammenhænge, dvs. hvilke processer/funktion skal ske hvornår og hvilke krav er der til de enkelte processer. Derfor er det vigtigt at der etableres en god dialog med leverandøren(-erne) af det hydraulisk drevne udstyr, der skal forsynes. Det betyder blandt andet at der skal udarbejdes entydige krav til udstyrets behov for f.eks. manøvreghastigheder, krav til tryk og flow og renhed af olien. 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 eksisterende 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 det forbindelse er det en meget stor hjælp 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.

I udgangspunktet ser et funktionsdiagram ud som vist nedenstående, idet der er taget udgangspunkt i VDI normen 3260 (VDI: Verein Deutscher Ingenieure).

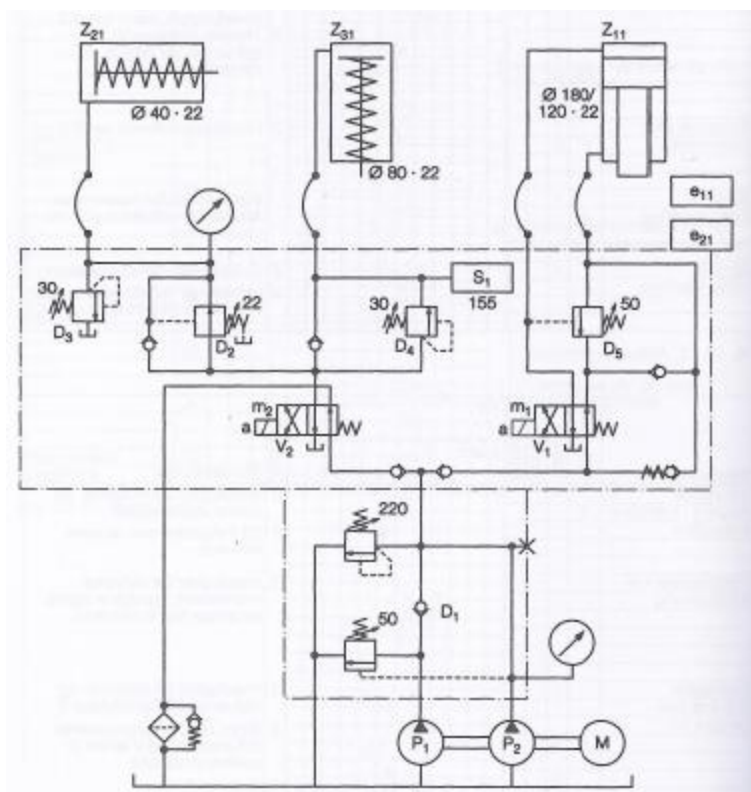
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	Tid (G)	Skridt (H)	Skridt	Bemærkninger	
																							(B) Benævnelse

(A) (C) (E) (D) (F) (I)

Figur 6.1.1 Funktionsdiagram /2/.

- A. fortløbende nummerering af linjerne i funktionsdiagrammet
- B. benævnelse af den enkelte komponent, f.eks. cylinder A, motor B etc.
- C. 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.
- D. angiver f.eks. retning for cylindre ved - og +, for retning af motorer ved -, 0 og + alt efter returløb, stilstand eller fremløb
- E. værdi for f.eks. tryk, cylindres slaglængde, motorers omdrejningstal etc.
- F. f.eks. bar, mm, r/min.

- G. fortløbende tidsangivelse
- H. de enkelte skridt i funktionsdiagrammet
- I. her tegnes funktionsdiagrammet



Figur 6.1.2 Eksempel på hydrauliksystem for en stansemaskine /2/.

Figur 2.2.2. 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 udstanses 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.

D₂: Trykreduktionsventil indstillet til 22 bar på afgangssiden

D₃: Trykbegrænsningsventil (overstrømsventil, sikkerhedsventil), 30 bar

D₄: Rækkefølgeventil, der åbner for Z_{31} ved 30 bar, når fikseringen er til ende

D₅: Trykaflastningsventil, der fastholder stemplet, når der ikke tilføres tryk ved stoppet pumpe

D₆: Trykaflastningsventil, der aflaster P_1 til tank, når P_2 's tryk overstiger 50 bar

D7: Trykbegrænsningsventil (overstrømsventil, sikkerhedsventil), 220 bar

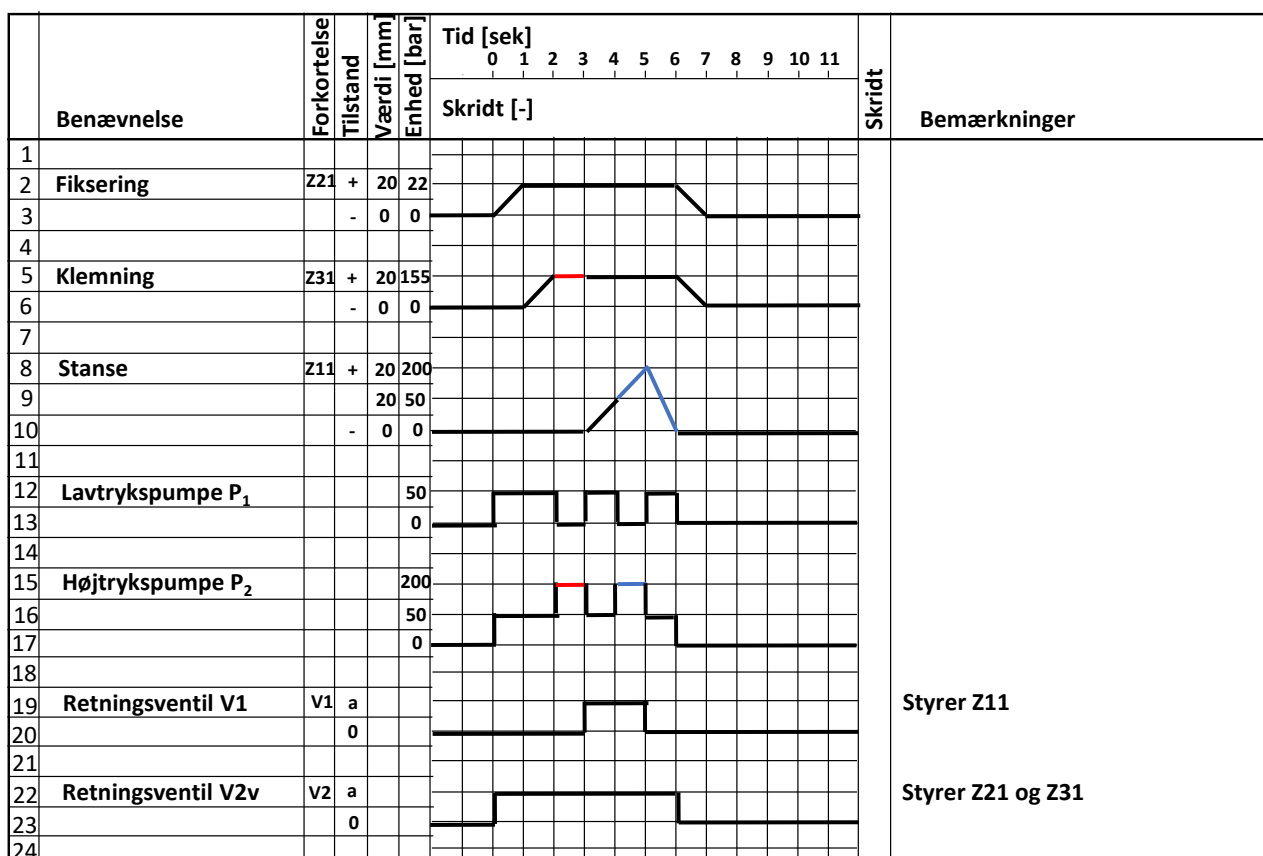
Når processen startes ved at aktivere V_2 og Pumpe P1 løber der kun olie til Z_{21} gennem D_2 der i starten er fuldt åben. Efterhånden stiger modtrykket og når det overstiger 22 bar aktiveres ventilen og de 22 bar holdes. (På nær proportionalbåndet).

Når Z_{21} er i bund stiger trykket efter V_2 og når det når 30 bar åbner D_4 og aktiverer Z_{31} . Når Z_{31} nærmer sig slutstilling stiger modtrykket. Når trykket når 50 bar aflaster D_6 til tank, så pumpen P2 nu alene giver flow til systemet.

Når trykket når 155 bar giver pressostaten S1 signal til V_1 , der giver modtryk med det samme på grund af D_5 . D_5 åbner på grund af trykket i pilotledningen og stanseprocessen forløber.

Når Z_{11} er i bund giver endestopkontakten signal til lukke V_1 , så Z_{11} returnerer

Når Z_{11} er returneret giver endestopkontakten signal til lukke V_2 , så fjederreturene tvinger Z_{21} og Z_{31} tilbage til udgangsstillingen.



Figur 6.1.3 Funktionsdiagram for en stansemaskine jf. fig. 6.1.2 /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 (figur 6.1.2) oplysninger om diameteren af de tre aktuatorer med oplysningerne om slaglængde (værdi) i funktionsdiagrammet.

6.2 Systemopbygning

6.2.1 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 6.2.2) er der ofte en stand-by 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 med mindre at hydrauliksystemet udrustes med Load Sensing eller lignende.

6.2.2 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 at 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.

6.3 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 udfra 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 indirekte hvilken styring der skal anvendes for at regulere pumpeydelsen.

I kapitel 4.2 er der nedenstående oversigt over pumpetyper med fast og variabelt displacement og deres karakteristika /2/.

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 (aksialstempel-pumpe)	400	320	900	0,92	0,96	f.eks. presser, skibs anlæg
Skråskivepumpe (aksialstempel-pumpe)	250	175	1100	0,97	0,90	f.eks. kraner, spil, transmissioner
Radialstempel-pumpe	210	120	300	0,96	0,92	f.eks. mobilsystemer

Tabel 6.3.1 Pumper med variabelt displacement /2/.

Pumpetype	Maksimalt tryk [bar]	Normalt anvendelsestryk [bar]	Flow [l/min.]	Virkningsgrad		Anvendelse
				η_v	η_{mh}	
Skruerpumpe	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
		180		0,96	0,84	
Vingepumpe		100	500	0,96	0,90	f.eks. landbrug, elevatorer
Radialstempel-pumpe	600	500	200	0,90	0,92	højtrykssystemer, f.eks. presser

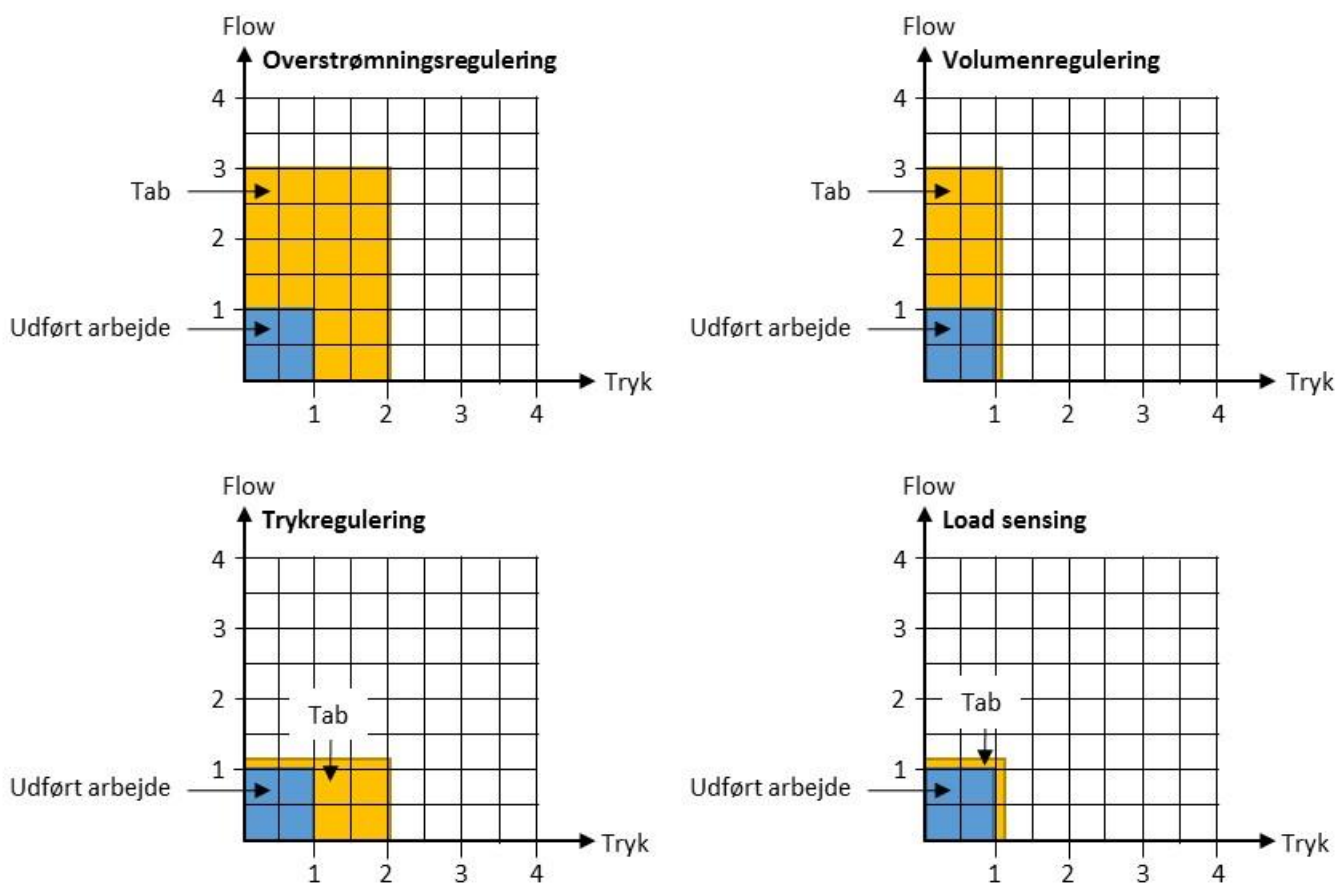
Tabel 6.3.2 Pumper med fast displacement /2/.

Aksialstempel-pumper er meget udbredte i forbindelse med industrielle processer. Og som nævnt findes pumpetyperne både med fast og med variabelt displacement (kun vist i tabel 6.3.1 som pumper med variabelt displacement).

6.4 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 energibesparelsespotentiale på 20-50%. I visse industrisystemer kan der opnås et besparelsespotentiale 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 6.4.1 Tab ved forskellige typer styring af hydrauliksystemer.

I det følgende er de forskellige pumpereguleringstyper kortfattet beskrevet.

6.4.1 Pumper med fast displacement

6.4.1.1 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.

6.4.1.2 Volumenregulering

Ved volumenregulering 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.

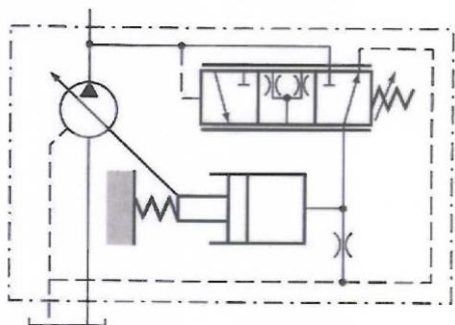
6.4.1.3 Frekvensregulering

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.

6.4.2 Pumper med variabelt displacement

6.4.2.1 Trykregulering

Ved trykregulering 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 4.8.3.1 viser et eksempel på trykregulering.

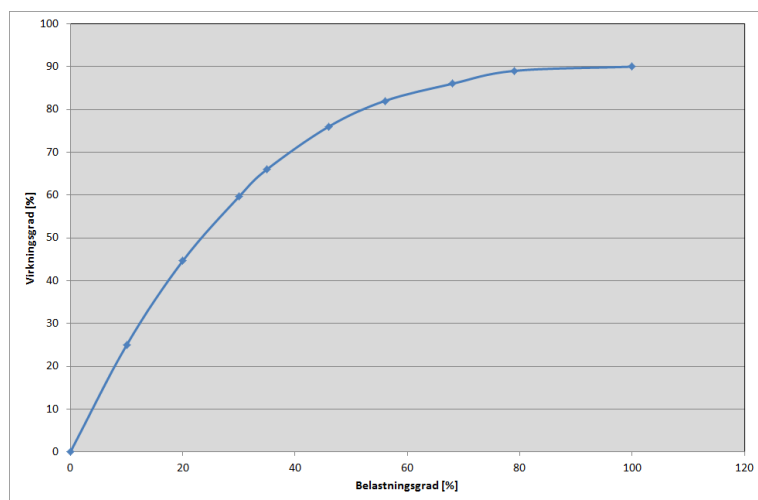


Figur 6.4.2.1 Trykregulering af en pumpe med variabelt displacement /2/.

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 reducere 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.

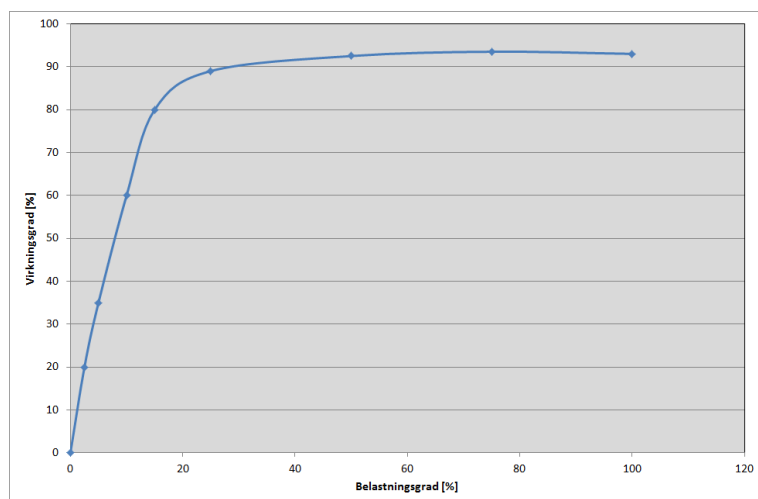
6.4.2.2 Frekvensregulering

Pumper med variabelt displacement kan ligeledes eftermonteres med frekvensregulering, som det er tilfælde for pumper med fast displacement. Figur 6.4.2.2 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 6.4.2.2 Virkningsgrad for pumpe med variabel fortrængning som funktion af belastningsgraden.

I figur 6.4.2.3 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 6.4.2.3 Virkningsgrad for pumpe med variabel fortrængning som funktion af belastningsgraden. Pumpens fortrængning og tryk holdes konstant (210 bar), men flowet varieres vha. omdrejningstal regulering.

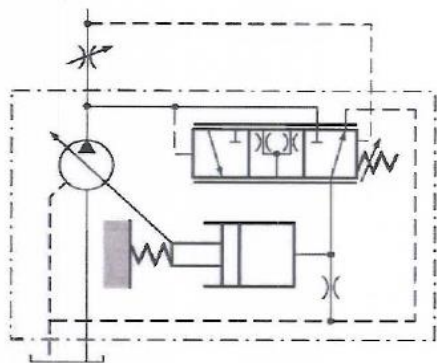
Ovenstående forhold viser, at det er væsentligt mere energieffektivt at variere pumpens flow ved hjælp af omdrejningstal regulering frem for at variere flowet ved at ændre fortrængningen.

6.4.3 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, reguleringsystemer for motorer, kontrolsystemer for hydrauliktryk og -volumen, f.eks. EFM (Electrohydraulic Flow Matching – Bosch Rexroth, figur 6.4.3.2), akkumulatorer for energilagring og energigenvinding samt udviklingen af nye typer hydraulikvæske giver helt nye muligheder for at etablere nye, energieffektive hydrauliksystemer samt opdatere eksisterende hydrauliksystemer.

6.4.3.1 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.

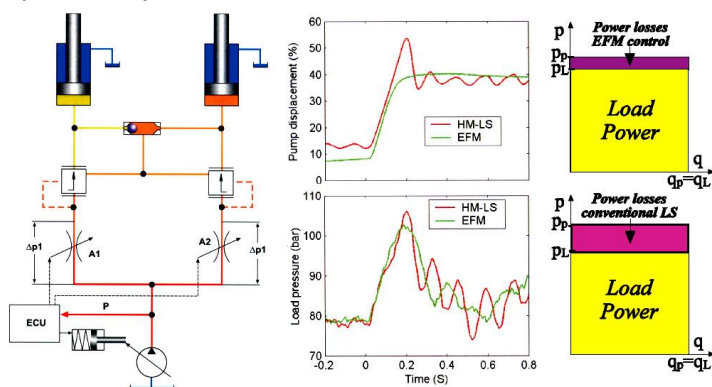


Figur 6.4.3.1 Load Sensing (mængde) regulering af en pumpe med variabelt displacement /2/.

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.

6.4.3.2 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 6.4.3.2 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 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 i et EFM system fungerer ikke som en trykregulator, men som en elektroproportional variabel pumpe i en åben styreløkke. Således reagerer pumpen ikke længere på ændringer i belastningstryk og fungerer i stedet uafhængigt uden interaktion med trykkompensatorerne
- 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).

7 Cases

I dette projekt har virksomhederne NLMK Dansteel og Saint Gobain Isover indgået som projektpartnere med det primære formål, at stille nogle udvalgte hydrauliksystemer til rådighed som cases for projektet. De udvalgte systemer er blevet målt samtidigt af Bosch Rexroth (målinger af tryk i hydrauliksystemerne) og Aura (elmålinger). Hydrauliksystemerne er herefter analyseret for mulige energieffektiviseringsmuligheder.

7.1 NLMK Dansteel A/S

Der er undersøgt tre udvalgte hydrauliksystemer hos NLMK Dansteel, hvor den deltagende virksomhed forventede at der muligvis kunne realiseres et energieffektiviseringspotentiale. De tre systemer og resultaterne af undersøgelserne er beskrevet nedenstående.

7.1.1 Sakselinjen V6

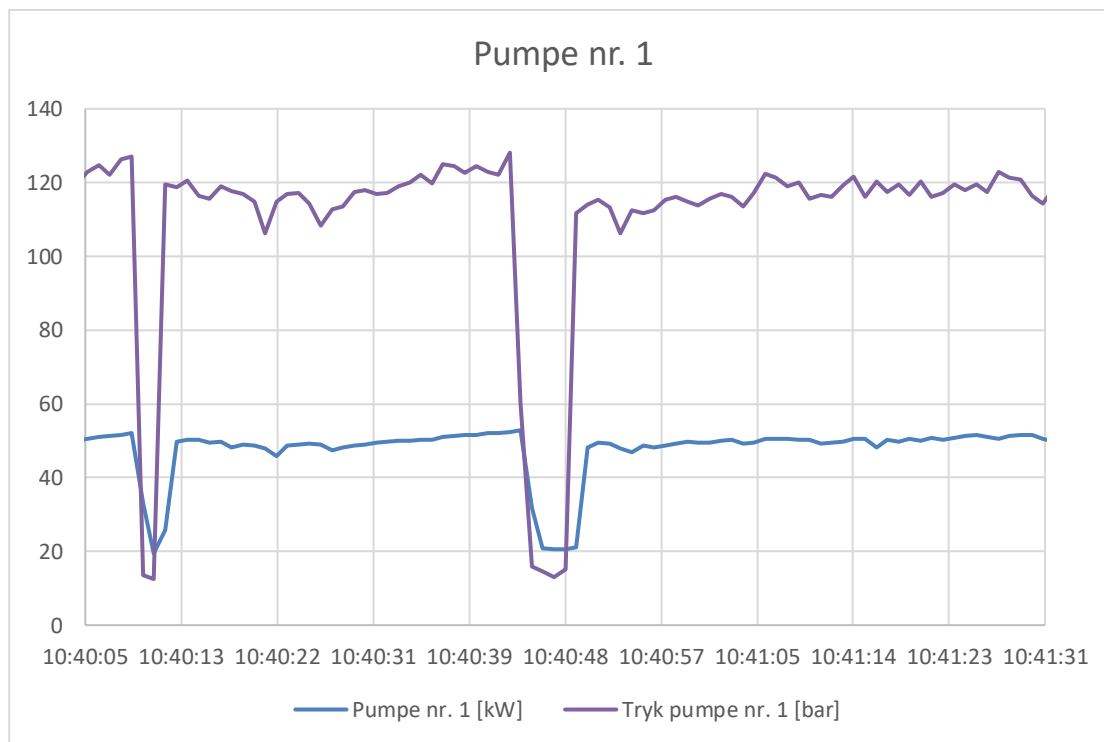
Det undersøgte hydrauliksystem for sakselinjen er primært bestykket med fire identiske Bosch Rexroth A2F0160/61R-PP805 hydraulikpumper, der drives af 55 kW motorer med 1.470 omdr.min.. Denne pumpetype er aksialstempelpumper med fast displacement. Pumperne forsyner hydrauliksystemet på en fælles manifold, og der er én pumpe i reserve. Alle fire pumper er omløbsstyrede, og de startes/stoppes i sekvens så der holdes et tryk i forsyningsrøret efter pumperne på 105-120 bar. Start-/stopsekvensen er som følger:

- Pumpe 1: startes hvis trykket kommer under 115 bar
- Pumpe 2: startes hvis trykket kommer under 110 bar
- Pumpe 3: startes hvis trykket kommer under 105 bar
- Pumpe 4: i reserve
- Pumpe 1-3: standses hvis trykket overstiger 120 bar

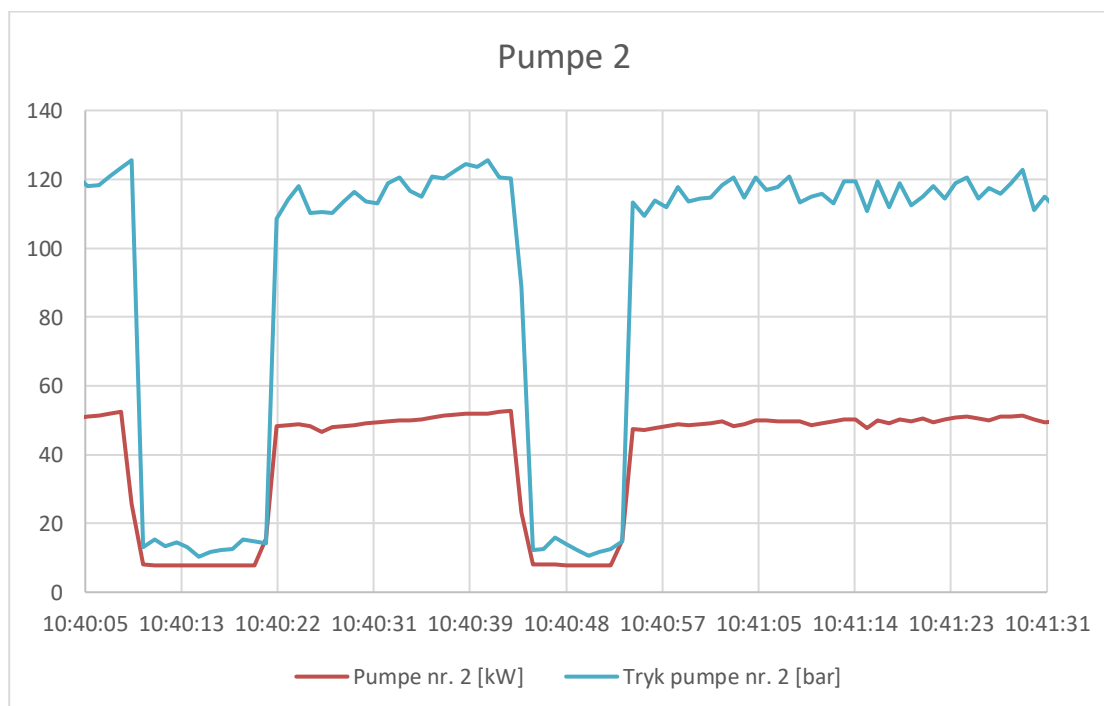
Ved besigtigelsen var trykket 113 bar og der var således én pumpe i drift.

Hydrauliksystemet forsyner sakse, fremføringsruller, knivholdere, nedholdere etc. i sakselinjen. Hydraulikolien returneres til et tankanlæg med to tanke fra forbrugsstederne ligesom overløbet fra pumperne sendes til tankene. Oliens pumpes fra tankanlægget gennem filtre til hydraulikpumperne af tre skruespindelpumper med 22 kW motorer (én pumpe står i reserve). Foruden de fire hydraulikpumper der er anført ovenstående er hydrauliksystemet udrustet med to højtrykshydraulikpumper (aksialstempelpumper; 250 bar). Der er kun målt på de fire hydraulikpumper for 105-120 bar systemet ved besigtigelsen.

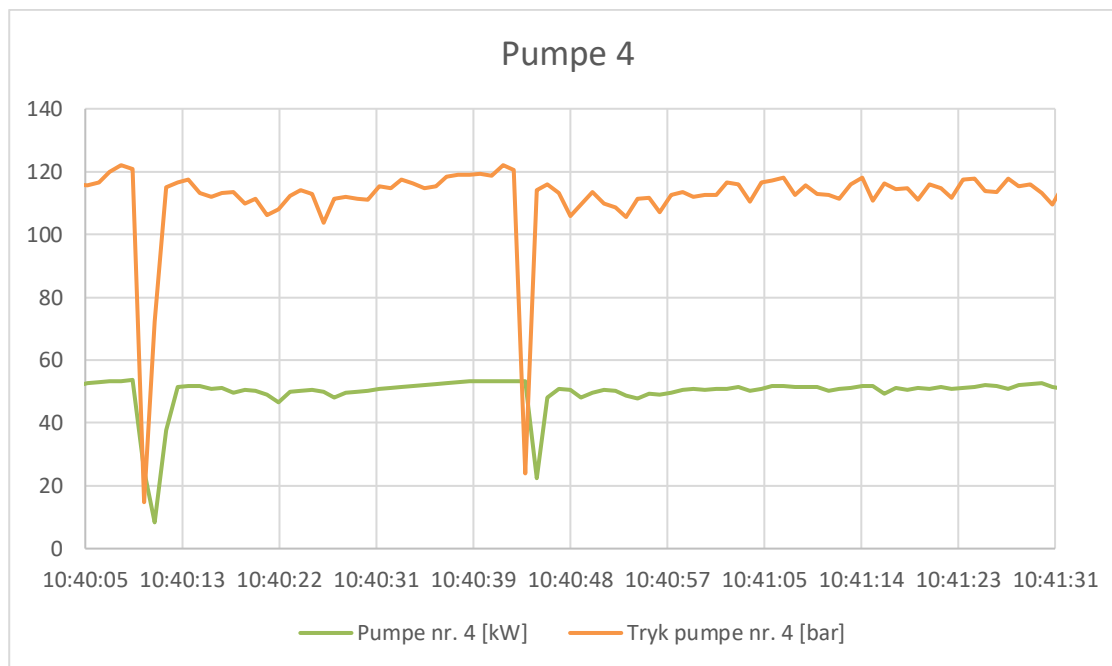
Ved besigtigelsen er det konstateret, at omløbsventilerne er beregnet til et tryk på 130 bar. Det betyder, at ventilerne er fuldt åbne ved et tryk på 130 bar. Hydrauliktrykket var ved besigtigelsen i snit ca. 115 bar, og der medfører at omløbsventilerne kommer til at stå ganske lidt åbne, idet ventilerne begynder at åbne ved et tryk der er lavere end det påtrykte tryk.



Figur 7.1.1 Sakselinie, pumpe nr. 1.



Figur 7.1.2 Sakselinie, pumpe nr. 2.



Figur 7.1.3 Sakselinie, pumpe nr. 4.

Under drift har hydraulikpumperne en optagen effekt på ca. 45 kW, mens de i aflastet tilstand har et effektoptag på ca. 4,5 kW. Det ses dog af elmålingerne, at hydraulikpumpe nr. 1 har et effektoptag under aflastet drift på 14,5 kW, hvilket betyder at pumpen er defekt. Det foreslås derfor, at pumpen udskiftes til en anden pumpe med fast deplacement. Endelig foreslås det at én af hydraulikpumperne udrustes med frekvensregulering, så hydrauliktrykket kan styres trinløst og efter behovet. Det er beregnet, at den årlige energibesparelse svarer til ca. kr. 62.500,- og det antages at investeringen ved at etablere frekvensregulering er ca. kr. 70.000,-. Dermed er det økonomisk fordelagtigt at etablere frekvensregulering af hydraulikstationen.

7.1.2 HPL

Hydrauliksystemet for HPL-systemet er bestykket med i alt fem identiske Bosch Rexroth A4VS0-250 DR hydraulikpumper. Denne pumpetype er aksialstempelpumper med variabelt deplacement. De to pumper er beregnet for et tryk på 160 bar og er udrustet med 75 kW motorer med 980 omdr./min.. Disse to pumper er ikke længere i brug. De tre resterende pumper er beregnet for et tryk på 300 bar og udrustet med 132 kW motorer med 980 omdr./min.. Den ene af de tre pumper er i reserve, mens to pumper er i drift. Hydraulikpumpernes ydelse styres ved at regulere pumpernes deplacement, og desuden er pumperne udrustet med omløbsventiler, så overskydende hydraulikolie aflastes til en fælles tank for alle pumperne. Det er uvist om én pumpe reelt er nok til at forsyne systemet, eller om det er nødvendigt at have to pumper i drift som nu. Undersøgelsen af hydrauliksystemet har bl.a. skulle afdække om det er muligt at standse den ene af pumperne permanent. Hydrauliksystemet forsyner cylindererne på varmretteren.

De udførte målinger og efterfølgende analyser heraf viser, at styringen af hydraulikpumpe nr. 1 formentlig er defekt. Alternativt kan det være at den tilhørende akkumulator er defekt. Det kræver nærmere undersøgelser af den del af systemet for at fastslå årsagen til at hydraulikpumpe nr. 1 ikke fungerer tilfredsstillende. Målingerne viser desuden at hydraulikpumpe nr. 2 har et stand-by forbrug på 12-13 kW.

Det kan på baggrund af målingerne foreslås følgende tre alternative muligheder for at reducere energiforbruget:

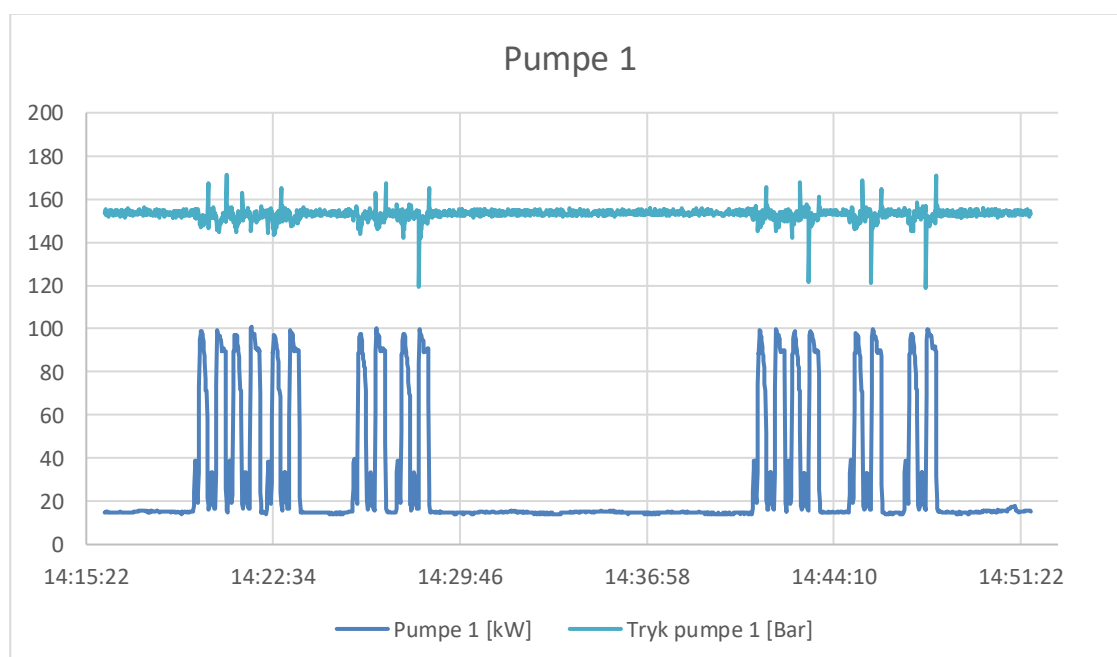
- hydraulikpumpe nr. 1 udskiftes med en ny Pumpe med variabelt displacement
- hydraulikpumpe nr. 2 bringes til at køre alene
- hydraulikpumpe nr. 1 udskiftes med en ny fast Pumpe der udrustes med frekvensregulering for trinløs ydelse.

Det er beregnet at hvis hydraulikpumpe nr. 1 udskiftes med en ny fast hydraulikpumpe der er udrustet med frekvensregulering vil den årlige elbesparelse udgøre en værdi af ca. kr. 113.000,- mens investeringen er estimeret til ca. kr. 196.000,-. Der er derfor god økonomi i at renovere hydrauliksystemet.

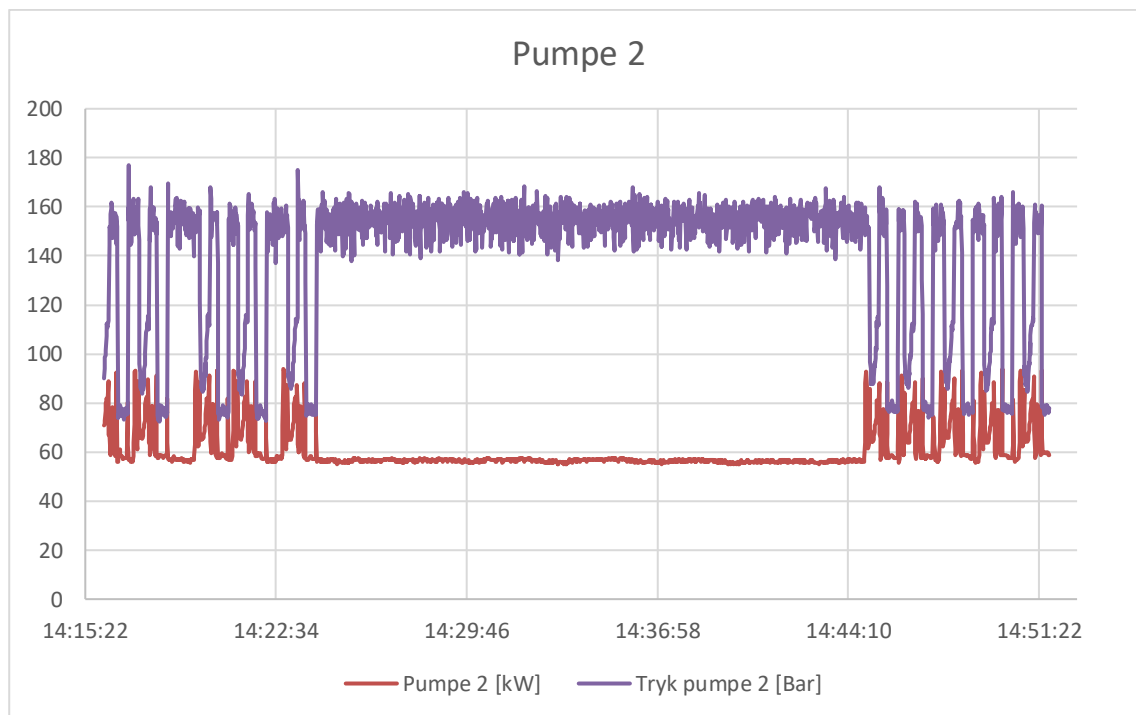
7.1.3 Slabsovn 2

Hydrauliksystemet for slabsovn 2 er bestykket med fire identiske Bosch Rexroth A4VS0-250 DR hydraulikpumper med 110 kW motorer med 1.485 omdr./min.. Pumperne er aksialstempelpumper med variabelt displacement. De tre af pumperne forsyner systemet på hvert sit forsyningsrør (øst, midte og vest), og én Pumpe står i reserve. Reservepumpen kan forsyne ud på hvert af de tre forsyningsrør (omkobling med manuelt betjente ventiler). Pumpen for "midte" er normalt den mest belastede hydraulikpumpe.

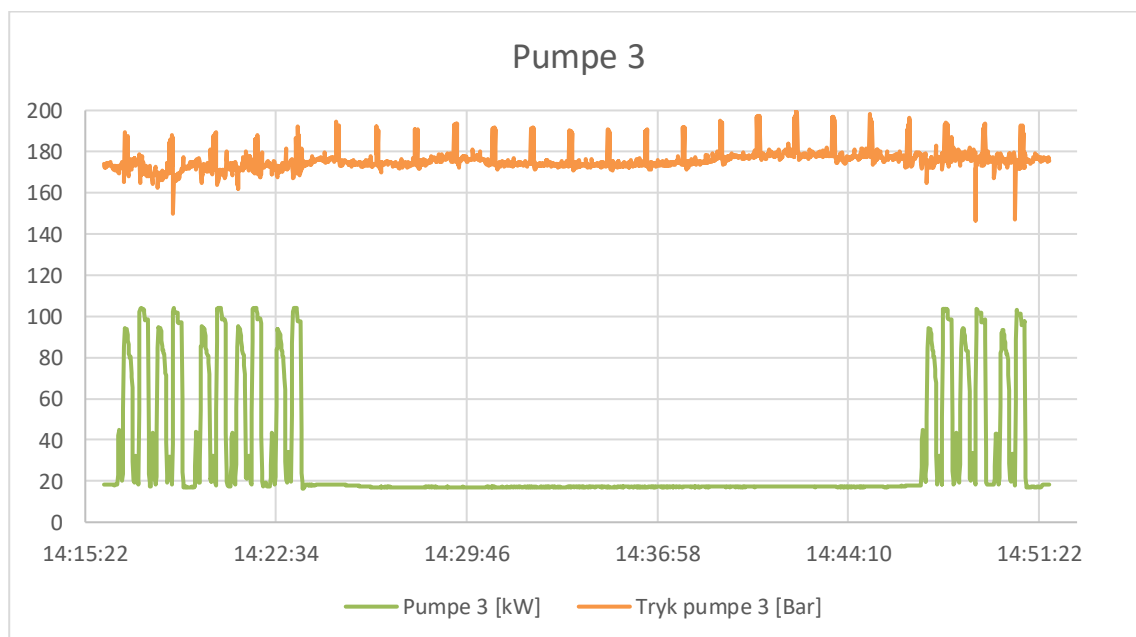
Hydrauliksystemet forsyner de hydraulisk drevne komponenter på slabsovn 2, som f.eks. fremføringsmekanismer (øst, midte, vest) samt indgangs- og udgangslemmene. Der er nedenstående vist kurver over pumpetryk og optagen effekt for hver Pumpe.



Figur 7.1.4 Slabsovn 2, Pumpe nr. 1.



Figur 7.1.5 Slabsovn 2, pumpe nr. 2.



Figur 7.1.6 Slabsovn 2, pumpe nr. 3.

De udførte målinger viser, at hydraulikpumpe nr. 1 og nr. 3 fungerer tilfredsstillende. Pumpe nr. 2 er derimod sandsynligvis defekt, idet målingerne viser at hydrauliktrykket falder fra 160 bar til 80 bar, når pumpen arbejder. Det er beregnet, at antagelsen om at pumpen er defekt er korrekt, så kan der realiseres en energibesparelse med en værdi på ca. kr. 160.000,- årligt ved at udskifte pumpen med en ny fast pumpe med frekvensregulering. Det vil koste ca. kr. 80.000,- at udskifte pumpe med en ny fast pumpe med frekvensregulering.

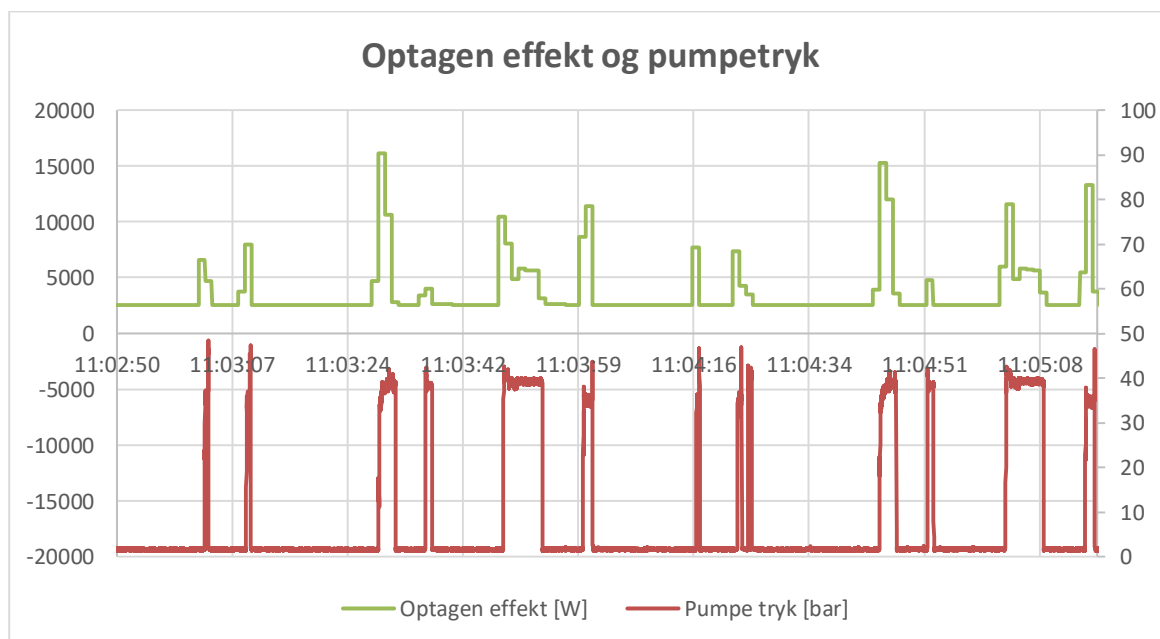
7.2 Saint Gobain Isover A/S

Saint Gobain Isover A/s har en række hydrauliksystemer, der anvendes typisk anvendes i forbindelse med pakke- og palleteringsanlæg. De forskellige hydrauliksystemer er i drift periodevis alt efter hvilket produkt, der produceres på et givet tidspunkt. Ved besigtigelsen af Isover's hydrauliksystemer blev der produceret hård mineraluld til brug for tagisolering, og der blev målt på et hydrauliksystem, der forsyner et palleteringsanlæg. Det udvalgte hydrauliksystem er nærmere beskrevet nedenstående.

7.2.1 Palleteringsanlæg

Hydrauliksystemet for palleteringsanlægget er bestykket med én Bosch Rexroth A10VO100DFR31L hydraulikpumpe med en 22 kW motor med 1.480 omdr./min.. Pumpen er en aksialstempelpumpe med variabelt displacement. Hydrauliksystemet opererer tre sæt af aktuatorer (cylindre) og er forsynet med trykstyret load sensing, således at pumpetrykket justeres efter den aktuelle belastning. Hydrauliksystemet er desuden udstyret med en trykstyret overløbsventil der kan tvangsåbnes, når der ikke er behov for ydelse.

Ved besigtigelsen er det registreret at når der er behov for ydelse lukkes overløbsventilen og hydrauliktrykket stiger til ca. 45 bar, og når der ikke er behov for ydelse og ventilen er åben falder trykket til ca. 4 bar. Målingerne af effektoptaget viser, at effektoptaget er ca. 2,5 kW når hydraulikstationen ikke er belastet og op til ca. 18 kW under belastning.



I middel er den optagne effekt ca. 3,5 kW. Det betyder, at hydraulikstationen har en nettovirkningsgrad på ca. 43%, hvilket ikke er imponerende. I dette tilfælde er det muligt at øge virkningsgraden af hydraulikstationen ved enten at etablere frekvensregulering af hydraulikpumpen eller ved at etablere en akkumulator. Det antages, at det vil være mest økonomisk fordelagtigt at etablere frekvensregulering af hydraulikpumpen, hvilket vil halvere tomgangsforbruget. Da pakkestationen bruges i relativt få timer årligt er det ikke økonomisk rentabelt at ændre hydraulikstationen på nuværende tidspunkt. Når hydraulikstationen på et senere tidspunkt står for udskiftning eller reovering bør mulighederne for at reducere energiforbruget overvejes igen.

Referencer

- /1/ Kortlægning af energiforbrug i virksomheder, Energistyrelsen januar 2015.
- /2/ Hydraulik Ståbi, Nyt Teknisk Forlag 1996