

**TEKNOLOGISK
INSTITUT**



Den lille blå - om hydraulik

Marts 2019



1 Forord

"Den lille blå om Hydraulik" er tænkt som et opslagsværk for alle, der arbejder med at energi-effektivisere hydrauliksystemer. Det gælder pumpeleverandører, leverandører af komponenter til hydrauliksystemet, energiselskabernes rådgivere, rådgivende ingeniører og energiansvarlige/indkøbere i virksomheden, hvor hydrauliksystemet installeres.

Et energieffektivt hydrauliksystem, hvor enkeltkomponenterne hver især er energieffektive, og hvor de er tilpasset hinanden i forhold til behovet, betyder besparelser på virksomhedens elregning og er med til at nedbringe CO₂-udslippet til gavn for miljøet. Meget ofte vil det optimale hydrauliksystem tillige reducere omkostningerne til drift og vedligehold.

Dansk Energi håber, at "Den lille blå om Hydraulik" kan være med til at give større viden på hydraulikområdet, kvalificere rådgivningen og blive et nyttigt værktøj og undervisningsmateriale.

God arbejds- og læselyst!

Dansk Energi, ELFORSK

Indhold

1	FORORD	1
2	DEN LILLE BLÅ OM HYDRAULIK	5
2.1	OPBYGNING.....	5
3	ENERGIFORBRUG FORDELT PÅ BRANCHER TOTALT FOR UDVALGTE TEKNOLOGIER OG FOR HYDRAULIK 7	
3.1	NØGLETAL FOR HYDRAULIK	10
3.2	BESPARELSESPOTENTIALER VED SYSTEMOPTIMERING AF HYDRAULIKSYSTEMER.....	12
4	ENERGIBEVIDST PROJEKTERING	13
4.1	PLANLÆGNING OG PROJEKTERING	13
4.2	STIL KRAV TIL ENTREPRENØREN – DOKUMENTATION VED AFLEVERING AF NYANLÆG OG SERVICE	13
4.3	LEVETIDSOMKOSTNINGER - LCC	13
5	ANVENDELSE AF HYDRAULIK	16
5.1	FASTLÆGGELSE AF FLOW	17
5.2	FASTLÆGGELSE AF TRYK	18
5.3	FASTLÆGGELSE AF KRAV TIL HYDRAULIKVÆSKE	19
6	BEHOVSANALYSE	21
6.1	DETALJERET KORTLÆGNING AF HYDRAULIKSYSTEMET	21
6.2	MÅLINGER AF FLOW, TRYK OG EFFEKTOPTAG	27
6.3	SUBSTITUTION AF HYDRAULIK.....	30
6.4	REDUKTION AF HYDRAULIKBEHOVET.....	31
6.5	REDUKTION AF PRODUKTIONSTRYK.....	32
6.6	FJERNELSE AF DRØVLEREGULERINGER.....	32
6.7	ANVENDELSE AF AKKUMULATORER.....	32
6.8	ANVENDELSE AF RINGLEDNINGSSYSTEMER FREMFOR ENKELTSYSTEMER	32
6.9	BEHOVSVARIATIONER	33
6.10	REGULERING	36
6.11	PROJEKTERING AF NYE ANLÆG	37
6.11.1	Funktionsdiagram.....	37
7	HYDRAULIKSYSTEMET	41
7.1	SYSTEMOPBYGNING.....	41
7.1.1	Enkeltsystem	41
7.1.2	Ringledningssystem	41
7.1.3	Åbne og lukkede systemer.....	42
7.1.4	Valg af systemkoncept.....	42



7.2	PUMPEBESTYKNING	43
7.2.1	Pumpevirkningsgrad	44
7.2.2	Hydrauliksystemer	46
7.3	MOTORER	47
7.4	VENTILER	52
7.4.1	Afspærringsventil	52
7.4.2	Retningsventil	52
7.4.3	Trykventil	54
7.4.4	Strømventil	54
7.5	LINEÆRE CYLINDRE	55
7.5.1	Enkeltvirkende lineære cylindre	55
7.5.2	Dobbeltvirkende lineære cylindre	55
7.5.3	Lineære cylindres arbejdsevne	56
7.6	HYDRAULIKMOTORER	57
7.7	AKKUMULATORER	59
7.7.1	Vægtakkumulator	59
7.7.2	Fjederakkumulatorer	60
7.7.3	Gastryksakkumulatorer	60
7.8	OLIETANKEN	62
7.9	RØR	63
8	ENERGIFORBRUG	64
9	MÅLINGER AF FLOW, TRYK OG EFFEKTOPTAG	71
9.1	DATAINDSAMLING	71
9.2	MÅLINGER	71
9.2.1	Spotmåling	71
9.2.2	Kontinuerte målinger	71
9.2.3	Fejl på hydraulikpumpen	72
10	DESIGNPROGRAMMER	78
10.1	MOTOR SYSTEMS TOOL	78
10.2	HYDRAULIK TOOL	79
10.3	ANDRE VÆRKTØJER	81
11	ENERGIOPTIMAL DRIFT	82
11.1	PUMPEREGULERING	82
11.2	PUMPER MED FAST DEPLACEMENT	83
11.2.1	Overstrømningsregulering	83
11.2.2	Trykregulering	83
11.2.3	Omdrejningstalregulering	83



11.2.4	Hydraulisk aflastning under standby	84
11.3	PUMPER MED VARIABELT DEPLACEMENT	85
11.3.1	Flowregulering	85
11.3.2	Omdrejningstalregulering	89
11.3.3	Energieffektive reguleringskoncepter	89
12	TJEKLISTE	96
13	10 GODE RÅD	98
14	REFERENCER	99



2 Den lille blå om Hydraulik

Når en virksomhed, entreprenør eller installatør står over for at skulle installere eller renovere et hydrauliksystem, er der ofte brug for rådgivning og vejledning om, hvilket system der skal vælges af praktiske og økonomiske hensyn.

Den lille blå om Hydraulik bidrager til at styrke målgruppens viden om:

- Egenskaber for de komponenter, der typisk findes i hydrauliksystemer i industrien
- Dimensioneringsmæssige forhold, som man skal være opmærksom på, når man står over for at skulle sammensætte, installere eller renovere et hydrauliksystem
- De energimæssige og totaløkonomiske konsekvenser ved installation af egnede hydrauliksystemer
- Forbrug og besparelspotentiale inden for såvel teknologier som industribrancher

2.1 Opbygning

Opslagsværket er inddelt i følgende kapitler:

Kapitel 3 giver et detaljeret indblik over, energiforbruget fordelt på brancher for udvalgte teknologier og for hydraulik, herunder i hvilke af hydraulikanlæggets systemkomponenter energien omsættes til reelt mekanisk arbejde og i hvilke den tabes.

Endvidere ses besparelspotentialerne ved systemoptimering af hydrauliksystemer.

Kapitel 4 beskriver hvad man skal være opmærksom på ved planlægning og projektering af et hydrauliksystem, samt beregninger og levetidsomkostninger (LCC-beregning) forbundet med installation og drift samt vedligeholdelse af forskellige hydrauliksystemer.

Kapitel 5 beskriver hvorfor og til hvilke formål der benyttes hydraulik i industrivirksomheder. Her gives anvisninger til fastlæggelse af flow og tryk.

Kapitel 6 beskriver behovsanalysen, som er en af de væsentligste faser i forbindelse med optimering af hydrauliksystemer. Behovsanalysen skal afdække, hvilke grundlæggende behov hydrauliksystemet skal dække samt variationerne i behovet. Herunder om der er muligheder for at reducere behovet.

Kapitel 7 beskriver teknologien bag de komponenter/systemdele, der typisk findes i hydrauliksystemer i industrivirksomheder. Beskrivelserne omfatter pumper, motorer, filtre/udskillere, beholdere, rørsystemet og forbrugsstederne.

Endvidere beskrives mulighederne for etablering af varmegenvinding i hydraulikanlæg.

Kapitel 8 beskriver hvorledes elforbruget til hydraulikpumpen beregnes, herunder hvilke parametre der har indflydelse på dette.

Kapitel 9 beskriver de målinger det er relevante at foretage på et hydraulikanlæg. Det drejer sig typisk om flow-, tryk- og effektmålinger.

Kapitel 10 beskriver mulighederne for at tilpasse hydraulikanlæggets ydelse til behovet på en energimæssigt effektiv måde.

Her vises eksempler på de forskellige reguleringsmetoder der kan benyttes.

Endvidere beskrives økonomien i de forskellige energieffektiviseringstiltag, der kan foretages på hydraulikanlæg.



Endelig beskrives formål og indhold i systematisk og energibevidst vedligehold af hydraulikanlæg.

Kapitel 11 viser et tjekskema, hvor der er angivet en række forhold, som har indflydelse på hydrauliksystemets drift og energieffektivitet, og som bør undersøges.

Kapitel 12 indeholder 10 gode råd, som man med fordel kan benytte sig af ved installation af et hydrauliksystem.

I de forskellige kapitler ses en række eksempler på mulighederne for at effektivisere hydrauliksystemer.

En del af eksemplerne relaterer sig til virksomhederne NLMK DanSteel A/S og Isover A/S, som var demonstrationsvirksomheder i PSO-projekt 349-016 "Optimering af hydrauliksystemer".

Den lille blå om hydraulik blev udviklet i forbindelse med dette projekt.

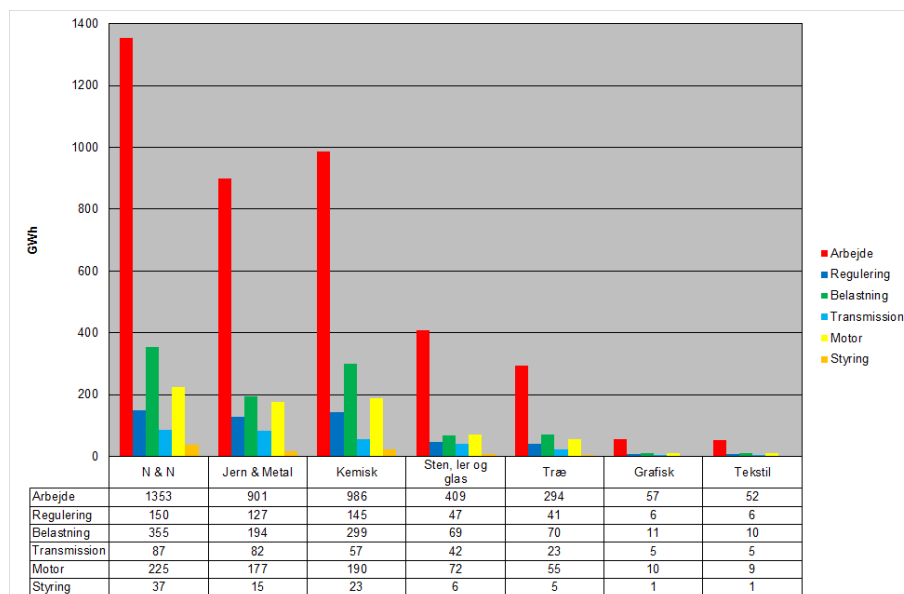
3 Energiforbrug fordelt på brancher totalt for udvalgte teknologier og for hydraulik

Kapitlet viser indledningsvist det totale elforbrug for forskellige branchekategorier i dansk industri fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i maskinsystemets komponenter.

Tabsfordeling i maskinsystemets komponenter sker i:

- Elektrisk styring
- Elmotoren
- Transmissionen (remtrækket eller gearet)
- Belastningen (ventilatoren, pumpen, kompressoren m.v.)
- Mekanisk regulering (spjæld, drøvleventiler m.v.)

I figur 3.1 er vist nyttiggjort arbejde (beregnet reelt arbejde - hydraulisk energi) og tab i maskinsystemets komponenter, således at tabselementerne kan sættes i relation.



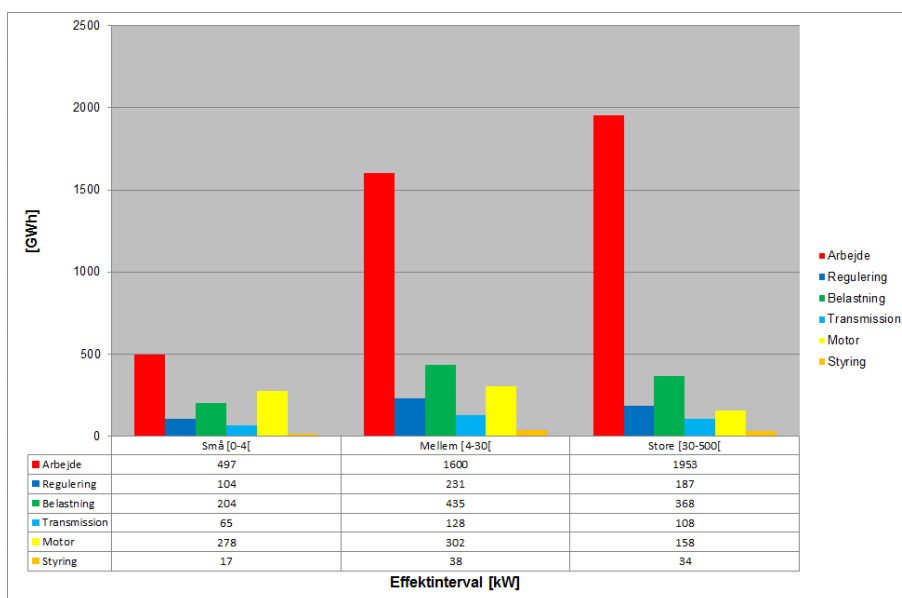
Figur 6.11.1.1 Årligt elforbrug for forskellige branchekategorier i dansk industri fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter

	Små [0-4 kW]	Mellem [4-30 kW]	Store [30-500 kW]	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Nærings og nydelsesmiddel	334	752	1.120	2.206
Jern & Metal	230	930	336	1.496
Kemisk	340	595	765	1.700
Sten, ler og glas	129	226	290	645
Træ	97	171	219	487
Grafisk	18	32	41	91
Tekstil	17	29	38	83
I alt	1.165	2.734	2.809	6.709

Tabel 3.1 Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store systemer på forskellige brancher – alle teknologier.

I tabel 3.1 er vist, hvorledes det totale elforbrug vurderes fordelt mellem små, mellem og store motorsystemer i de forskellige brancher.

Det totale energiforbrug til elmotorer i de syv største brancher er opgjort til ca. 6.700 GWh, hvilket svarer til ca. 83% af industriens totale elforbrug. I tabellen ses endvidere at elmotorer i størrelsen 4-30 kW og 30-500 kW er vurderet til at være de energimæssigt mest dominerende. Set ud fra en stykmæssig betragtning er der ingen tvivl om at gruppen bestående af småmotorer i intervallet 0-4 kW er den mest dominerende.



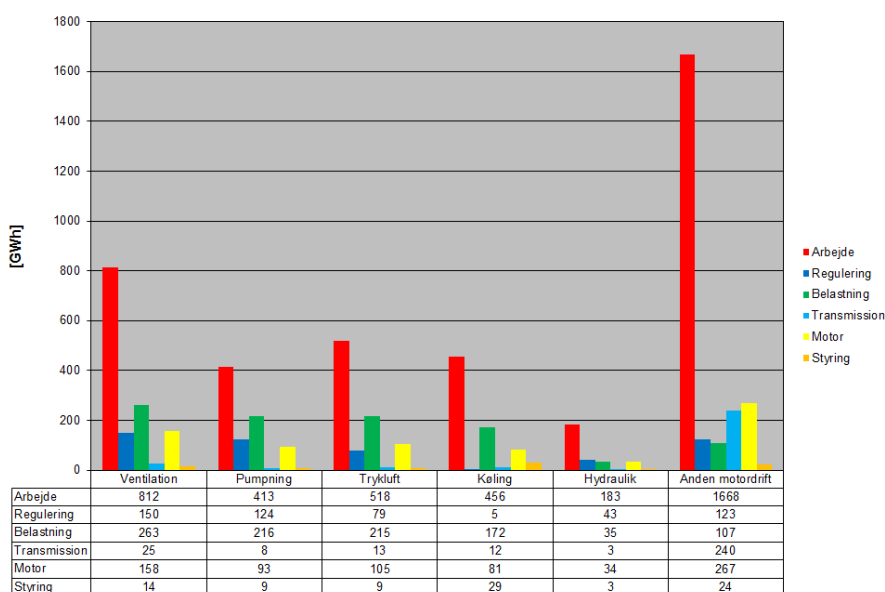
Figur 6.11.1.2 Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – alle teknologier.

Den røde søjle "arbejde" i figur 3.2 er udnyttet arbejde, og de øvrige søjler viser tab i den øvrige del af systemet. I figuren ses, at søjlen "arbejde" bliver mere dominerende jo højere op i effektinterval man bevæger sig. Med andre ord er den reelt udnyttede elandel stigende for

stigende systemstørrelser. Dette bevirker at småmotorerne også set ud fra et potentiale-synspunkt er en interessant gruppe i og med at der reelt findes relativt store besparelses-muligheder på de enkelte systemer.

Specielt motor og belastning i systemet har betydelige tab for de mindre anlæg. Reelt skyldes dette at virkningsgraden for asynkronmotorer er kraftigt faldende med motorstørrelsen, idet små motorer har væsentlig dårligere end store motorer. Den samme sammenhæng gælder også for virkningsgraden for ventilatorer, pumper, kompressorer osv., hvor små enheder har dårligere virkningsgrad end store.

I de følgende afsnit er forbruget samt tabsfordeling og arbejde for de enkelte teknologier vist separat.



Figur 6.11.1.3 Årligt energiforbrug for forskellige teknologier i dansk industri fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter – alle brancher.

I figur 3.3 er forskellige teknologiers nyttiggjorte arbejde vist for alle brancherne samlet.

Diagrammet illustrerer, hvorledes kategorien "Anden motordrift" er meget dominerende, og at energieffektiviseringsmulighederne i høj grad er begrænset til korrekt valg af motor og gear.

Specielt teknologierne ventilation og pumpning har betydelige forbrug, der ikke udmøntes i et reelt arbejde. For disse to teknologier, der udgør en pæn andel af industriens elforbrug, ligger den totale gennemsnitsvirkningsgrad kun på ca. 50%.

	Små [0-4 kW]	Mellem [4-30 kW]	Store [30-500 kW]	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Ventilation	244	614	564	1.422
Pumpning	152	302	408	862
Trykluft	167	384	388	940
Køling	124	344	286	755
Hydraulik	60	105	135	300
Anden motordrift	418	985	1.028	2.430
I alt	1.165	2.734	2.809	6.709

Tabel 3.2 Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store systemer på forskellige brancher – alle teknologier.

3.1 Nøgletal for hydraulik

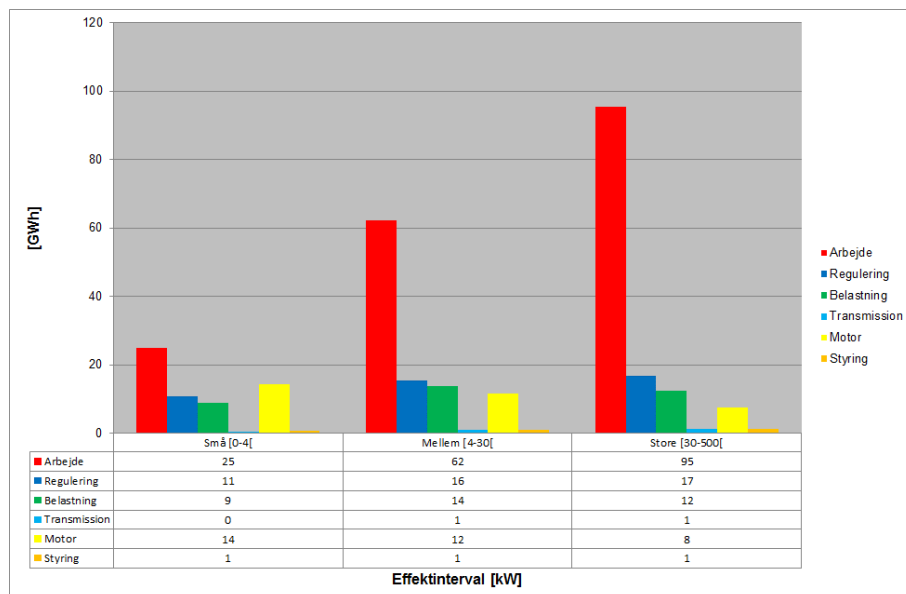
I dette kapitel er forbruget samt tabsfordeling og arbejde for teknologien hydraulik vist.

	Små [0-4 kW]	Mellem [4-30 kW]	Store [30-500 kW]	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
N&N	14	24	31	70
Jern & Metal	21	37	48	107
Kemisk	21	38	48	107
Sten, ler og glas	1	3	3	7
Træ	1	2	3	6
Grafisk	0	0	1	1
Tekstil	0	1	1	2
I alt	60	105	135	300

Tabel 3.1.1 Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store hydraulikanlæg på forskellige brancher.

Af tabel 3.1.1 fremgår, at der i alt anvendes ca. 300 GWh_{el} til industrielle hydraulikformål. Det svarer til ca. 5% af elforbruget til elmotordrevne maskinsystemer. Størstedelen bruges af anlæg i størrelsen 4 - 30 kW og 30 - 500 kW vurderet ud fra tidligere detaljerede motorstudier foretaget i brancherne Nærings- og nydelsesmiddel samt Jern og metal.

Som det ses i tabel 3.1.1 tegner brancherne Nærings- og nydelsesmiddel, Jern og metal samt kemisk sig for i alt 284 GWh, svarende til ca. 95% af elforbruget til hydrauliksystemer.

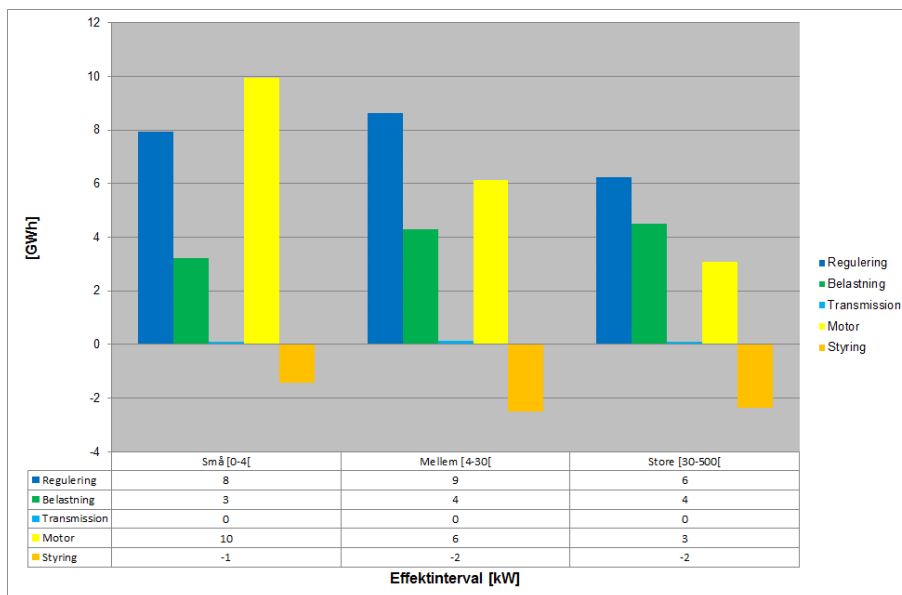


Figur 3.1.1 Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store hydraulikanlæg.

Figur 3.1.1 viser at de største tab findes i reguleringen, elmotoren og hydraulikpumpen, men at en relativ stor energiandel tilføres olien i form af øget tryk og temperaturstigning. Temperaturstigningen er som oftest ikke til nogen gavn, men i diagrammet er den medtaget som hydraulisk energi.

3.2 Besparelspotentialer ved systemoptimering af hydrauliksystemer

I figur 3.2.1 ses besparelspotentialerne ved systemoptimering af hydrauliksystemer.



Figur 3.2.1 Besparelspotentialer ved systemoptimering af trykluftsystemer.

Som nævnt i kapitel 3.1 findes de største tab i hydrauliksystemer omkring reguleringen, elmotoren og kompressoren og det er også her der findes store besparelspotentialer. Det samlede besparelspotentiale ved udskiftning til mere energieffektive motorer (IE4 eller IE5 motorer) skønnes at udgøre 19 GWh, mens udskiftning til mere energieffektive hydraulikpumper skønnes at udgøre 11 GWh.

Det største besparelspotentiale kan dog opnås ved at ændre reguleringsformen fra typisk overstrømsregulering eller volumenregulering til energieffektiv regulering af pumperne via Load Sensing eller omdrejningstalsregulering. Dette vil skønsmæssigt reducere elforbruget med 23 GWh, mens elforbruget til styring vil forøges med 5 GWh. Nettobesparelspotentialet vil derfor udgøre 18 GWh.

Besparelspotentialet ved systemoptimering af hydrauliksystemer vil udgøre i alt 48 GWh, svarende til ca. 16% af det samlede elforbrug til hydraulik.

Ovenstående besparelspotentiale er alene ved systemoptimering. Det vil sige ved valg af de mest energieffektive komponenter, som samtidig er tilpasset hinanden i forhold til behovet.

Derudover findes der et stort besparelspotentiale ved:

- Substituering af hydraulik med direkte eldrev
- Tilpasning af hydrauliktrykket til forbrugsstedernes behov ved generelt at sænke produktionstrykket
- Vedligehold (indeholder almindelig service på kompressorer og køletørrere, rensning af filtre, udskiftning af slidte luftmotorer samt lækagesøgning og -udbedring)



4 Energibevidst projektering

4.1 Planlægning og projektering

Projektering af hydrauliksystemer sker hyppigt som en af de sidste aktiviteter ved planlægning af nye industrianlæg eller ved nybyggeri. Da tidspresset ofte er stort i denne fase – og da energiforbruget i hydrauliksystemer ofte betragtes som værende ubetydeligt – er det almindeligt, at energibesparelspotentialet på dette område undervurderes.

Praktiske erfaringer har vist, at der uden væsentlige merinvesteringer kan opnås store driftsbesparelser, såfremt man fra den tidlige projekteringsfase inddrager analyser og planlægning af hydrauliksystemerne:

- Hvilket grundlæggende behov skal hydrauliksystemet dække, og er der mulighed for at reducere behovet (behovsanalyse)?
- Kan hydrauliksystemet sektioneres/opdeles?
- Hvilke komponenter bør vælges, så virkningsgraden for det samlede hydrauliksystem bliver højest mulig og vedligeholdelsesudgifterne bliver minimale?
- Hvilken reguleringsform passer bedst til hydrauliksystemet?
- Hvad skal der tages hensyn til under detailprojekteringen?
- Hvordan skal hydrauliksystemet overvåges og vedligeholdes?

4.2 Stil krav til entreprenøren – dokumentation ved aflevering af nyanlæg og service

Hydrauliksystemer leveres ofte i totalentreprise, hvilket giver entreprenøren gode muligheder for at påvirke energiforbruget. Det er vigtigt, at bygherren eller virksomheden, den projekterende og leverandøren gennem hele projektforsløbet holder tæt kontakt, især i de indledende faser hvor frihedsgraderne er størst.

Entreprenøren kan gøres til en medspiller i den energibevidste projektering. I udbudsmaterialet kan man kræve, at hydraulikentreprenøren specificerer alternative energieffektive hydraulikløsninger og disses eventuelle merinvesteringer og tilbagebetalingstider.

Under og efter indgåelse af kontrakt med entreprenøren er det vigtigt, at virksomheden eller dennes „energigransker“ løbende holder sig i tæt dialog med entreprenøren for at fastholde fokus på energieffektive løsninger under entreprisens detailprojektering og udførelse.

En bygherre eller virksomhed, der overvejer at installere et hydrauliksystem, har brug for at entreprenøren udarbejder et tilbud som indeholder beregninger af levetidsomkostningerne (LCC-beregning), der er forbundet med installation og drift af alternative typer af hydrauliksystemer.

4.3 Levetidsomkostninger - LCC

I beregningen af levetidsomkostningerne indgår de samlede omkostninger til investering og installation samt omkostningerne til energiforbrug samt service og vedligeholdelse i hele anlæggets levetid.

Et tilbud med beregninger af levetidsomkostningerne for 2 - 3 alternative anlæg giver et godt beslutningsgrundlag for bygherren. Tilbuddet vil vise hvilken løsning, der giver bygherren mest for pengene set over anlæggets levetid.



Tabel 4.3.1 kan anvendes i forbindelse med energibevidst indkøb og projektering. I tabellen kan tilbudsgiveren indtaste data vedrørende anlægsudgifter. Der er endvidere mulighed for at indtaste energiomkostninger samt udgifter til drift og vedligeholdelse i anlæggets levetid.

Eksempel 1 – LCC-beregninger for to hydrauliksystemer

I tabel 4.3.1 ses et eksempel på LCC-beregninger for to hydrauliksystemer.

LCC-beregning (Life Cycle Cost)	LCC = C_{ic} + C_e + C_m		
Udfyldes af tilbudsgiver	Enhed	Alternativ 1	Alternativ 2
Hydrauliksystem	-	Pumpe 2 og motor udskiftes til en A11VSO 260 ccm pumpe (160 Bar) og en 110 kW IE3 motor	Pumpe 2 og motor udskiftes til en A10VZ0 180 ccm pumpe, en 90 kW IE3 motor og en FCP5020 frekvensomformer
Energiinput (brændsel)	-	El	El
Anlægsudgifter m.m.			
Hydrauliksystem	[Kr.]	200.000	250.000
Andet	[Kr.]	-	-
Anlægspris i alt (C_{ic})	[Kr.]	175.000	162.000
Levetid og energipriser			
Anlæggets levetid	[år]	20	20
Energipris	[Kr./kWh]	-	-
Elpris	[Kr./kWh]	0,518	0,518
Driftsudgifter			
Varmeforbrug/-besparelse*)	[kWh/år]	-	-
Elforbrug	[kWh/år]	192.400	133.700
Faste afgifter	[Kr./år]	-	-
Energiomkostninger i alt i anlæggets levetid (C_e)	[Kr.]	1.993.300	1.385.100
Service- og vedligehold			
Service og vedligeholdelsesomkostninger i anlæggets levetid (C_m**)	[Kr.]	50.000	50.000
LCC – Life Cycle Cost			
LCC = C_{ic} + C_e + C_m	[Kr.]	2.218.300	1.597.100

Tabel 4.3.1 LCC-beregninger for to hydrauliksystemer.

*) Et ekstra varmeforbrug angives med en positiv værdi mens en varmebesparelse angives med en negativ værdi.

***) Service- og vedligeholdelsesomkostningerne i anlæggets levetid.

Som det ses spares der 621.200 kr. over en tyveårig periode ved at vælge alternativ 2 frem for alternativ 1.



5 Anvendelse af hydraulik

Hydraulik anvendes til alle former for lineære og roterende bevægelser, som kræver store kræfter og hvor der kun er begrænset plads til rådighed. Eksempler på hydraulikanvendelser er:

- Manøvrering af ventiler
- Løft
- Transport
- Kant- og valsepresser
- Stansning
- Værktøjsmaskiner
- Sprøjtetøbning
- Tryk- og trækprøvning

Hydrauliksystemer er relativt enkle og driftssikre og ved mange anvendelser findes der ikke reelle alternativer. Derfor er hydraulik meget udbredt i industrien og som nævnt i kapitel 3 udgør elforbruget til hydraulik ca. 4% elforbruget til motordrevne maskinsystemer.

Hydraulik er i mange af de eksisterende installationer en meget dyr form for energitransmission, som følge af store transmissionstab og uhensigtsmæssig regulering af flow og tryk. Erfaringer viser, at der kan opnås energibesparelser i størrelsesordenen 20-50% af energiforbruget ved at fokusere på hele systemet, dvs. hydraulikpumpe, distributionssystem, aktuatorer og slutforbrug.

De væsentligste forhold/parametre vedr. hydraulik er:

- Flow
- Tryk
- Væsken og dennes renhed

5.1 Fastlæggelse af flow

Før hydraulikpumpens kapacitet fastlægges, er det nødvendigt at foretage en beregning af det samlede forventede flow. Det samlede flow beregnes på grundlag af data for nødvendigt tilført flow til det tilknyttede udstyr og samtidigheden mellem driften af de enkelte komponenter. Det er vigtigt at fastlæggelsen af flowet kommer så tæt på det nødvendige som muligt uden at det er for lavt, da et for lavt flow vil resultere i et for lille hydraulikanlæg, som ikke vil kunne yde det krævede tryk i systemet.

Leverandører af hydrauliske udstyr og komponenter vil kunne levere de nødvendige data. I nedenstående figurer ses et eksempel på data fra en leverandør af hydrauliske cylindre.



Diameters, areas, forces, flow

Piston ØAL mm	Piston rod ØMM mm	Area ratio φ A ₁ /A ₃	Areas			Force at 250 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾			max. available stroke length mm
			Piston A ₁ cm ²	Rod A ₂ cm ²	Ring A ₃ cm ²	Pressure F ₁ kN	Diff. F ₂ kN	Pulling F ₃ kN	Off q _{v1} l/min	Diff. q _{v2} l/min	On q _{v3} l/min	
40	22 28	1.43 1.96	12.56	3.80 6.16	8.76 6.40	31.40	9.50 15.40	21.90 16.00	7.5	2.3 3.7	5.3 3.8	2000
50	28 36	1.46 2.08	19.63	6.16 10.18	13.47 9.45	49.10	15.40 25.45	33.70 23.65	11.8	3.7 6.1	8.1 5.7	2000
63	36 45	1.48 2.04	31.17	10.18 15.90	20.99 15.27	77.90	25.45 39.75	52.45 38.15	18.7	6.1 9.5	12.6 9.2	2000
80	45 56	1.46 1.96	50.26	15.90 24.63	34.36 25.63	125.65	39.75 61.55	85.90 64.10	30.2	9.5 14.8	20.7 15.4	2000

Figur 5.1.1 Hydraulisk cylinder.

Det nødvendige flow Q afhænger af hvor stort et volumen olie, der skal flyttes eller transporteres igennem eksempelvis en cylinder og hvor hurtigt dette skal ske. Flowet beregnes vha. nedenstående udtryk:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{A \cdot s}{t}$$

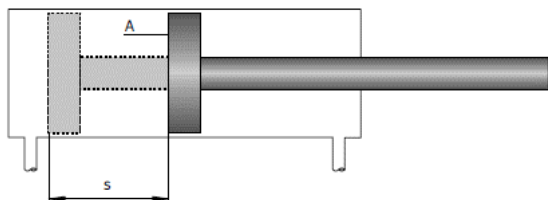
hvor:

V er volumenet [m³]

t er tiden [s]

A er tværsnitsarealet [m²]

s er bevægelsens længde [m]



Figur 5.1.2 Bevægelse af stempel i cylinder.

Hvis det fastlagte totale flow Q er for højt, vil det medføre at hydraulikpumpen kører lavt belastet, hvilket vil medføre et højere energiforbrug end nødvendigt. Investeringen vil endvidere blive større end nødvendigt.

For at pumpernes samlede kapacitet ikke skal blive for høj, er det nødvendigt at tage hensyn til samtidighedsfaktoren (sf_{udstyr}) for det tilknyttede udstyr. Samtidighedsfaktoren er forholdet mellem den tid, hvor udstyret er i brug og den samlede tid hvor det kunne være i brug.

5.2 Fastlæggelse af 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:

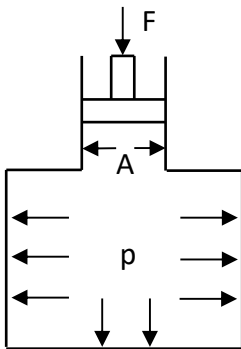
$$p = \frac{F}{A}$$

hvor:

p er trykket [N/m^2]

F er kraften [N]

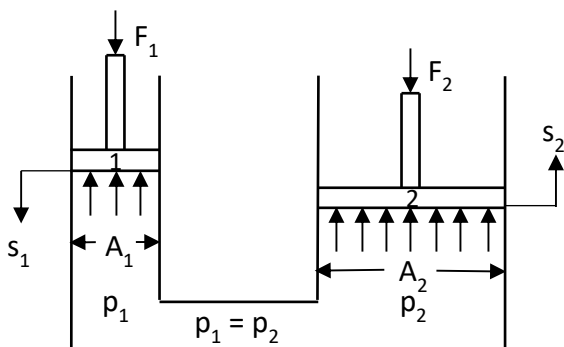
A er tværsnitsarealet [m^2]



Figur 5.2.1 Indesluttet væske påvirket af en ydre kraft.

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:

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



Figur 5.2.2

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.

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

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

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.

5.3 Fastlæggelse af krav til hydraulikvæske

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

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

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

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

Helt generelt er det således, at jo højere tryk der er i det hydrauliske system des renere skal olien (væsken) være. I det fleste tilfælde anvendes sugefiltre til renholdelse af olien, dvs. filtre der er monteret mellem olietanken og hydraulikpumpen. Som følge af risikoen for kavitation skal filtrene have forholdsvis store masker. Ud fra en rent teknisk synsvinkel er filtre på



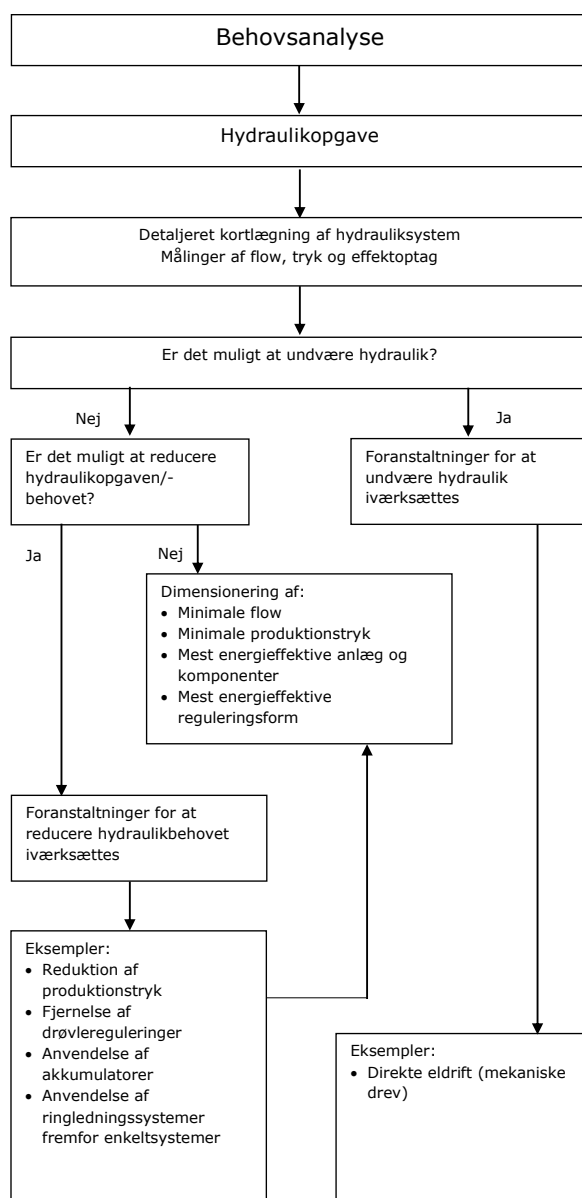
hydraulikpumpens trykside en god ide, men det kræver at filtrene kan modstå et meget højt tryk, hvilket fordyrer filtrene. Da der ikke er nogen kavitationsrisiko på pumpens trykside, kan filtrene have væsentlig mindre masker end i sugefiltre.

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

6 Behovsanalyse

6.1 Detaljeret kortlægning af hydrauliksystemet

Ved optimering af eksisterende hydrauliksystemer er det nødvendigt, at der foretages en grundig kortlægning af systemet, herunder en behovsanalyse. Forløbet ved behovsanalysen er skitseret i figur 6.1. Som det ses indeholder behovsanalysen blandt andet målinger af flow, tryk og effektoptag.



Figur 6.11.1.1.1

Behovsanalyse på eksisterende hydrauliksystemer

Et af de væsentligste elementer i behovsanalysen er den detaljerede kortlægning af hydrauliksystemet. Ved den detaljerede kortlægning er det nødvendigt at fremskaffe en virksomhedsplan/-tegning, hvoraf produktionsområder/-haller fremgår.

Herefter skal hoved- og stikledninger indtegnes. Det skal tydeligt kunne ses hvor ledningerne er placeret.

Maskiner og udstyr indtegnes ligeledes på virksomhedsplanen/-tegningen. Hvis det er muligt, angives flow- og trykindstillinger. Flowet vil typisk ikke kunne aflæses, så der må oplysningerne hentes i virksomhedens tekniske afdeling eller hos maskinleverandøren.

Ofte er der installeret trykudtag eller manometre på maskinerne, hvor trykket kan aflæses.

Der kan med fordel udarbejdes en skitse af pumpecentralen. Skitsen skal foruden pumperne (herunder styring) indeholde filtre, beholder etc. Relevante data for de enkelte komponenter skal angives på skitsen. For pumperne kan det være fabrikat, typenummer, indstilling af afgangstryk, motorstørrelse mv.

Når virksomhedsplanen/-tegningen samt skitsen af pumpecentralen er udarbejdet vil det være muligt at vurdere, hvor det kan være relevant at montere udstyr til måling af flow og tryk.

Eksempel 2 – Detaljeret kortlægning af hydrauliksystemet

Nedenfor ses et eksempel på hvordan en detaljeret kortlægning af hydrauliksystemet bør udføres. Eksemplet stammer fra NLMK Dansteel og omhandler slabsovn 2.

Babylslabs transporteres efter skæring og opmærkning til den naturgasfyrede slabsovn 2, hvor de opvarmes i ca. 4 timer til omkring 1.200°C , som er valsetemperaturen. Temperaturen er computerkontrolleret og kan højst blive 1.325°C .



Figur 6.1.2. 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.

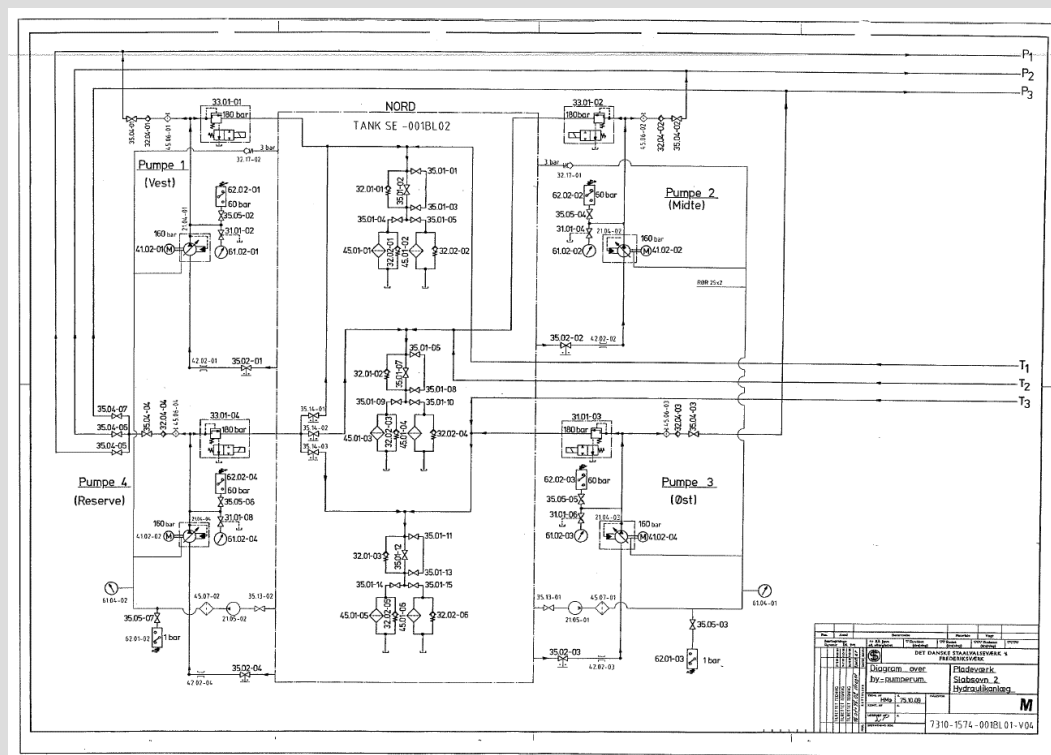
Pumperne er aksialstempelpumper med variabelt displacement. De tre af pumperne forsyner systemet på hvert sit forsyningsrør (øst, midte og vest), og én pumpe står i reserve. Reservepumpen kan forsyne ud på hvert af de tre forsyningsrør (omkobling med manuelt betjente ventiler). Pumpen for "midte" er normalt den mest belastede hydraulikpumpe. Slabsovn 2 har en hydraulikpumpe for hvert af de tre spor/bjælke, benævnt øst, midte og vest.

Hydrauliksystemet benyttes udelukkende til at løfte, køre frem og sænke den enkelte bjælke.

Bjælkerne kan køre enkeltvis, eller synkront. Synkron drift benyttes hvis slaben er så stor at den ligger ind over flere bjælker eller der er kollisionsfare mellem sporene.

Bevægelserne sker med to løftecylindre (hoved- og hjælpecylinder) og en cylinder til den vandrette bevægelse.

I figur 6.1.3 ses opbygningen af hydrauliksystemet.



Figur 6.1.3. Opbygning af hydrauliksystem for slabsovn 2.



Figur 6.1.4. Hydraulikpumper og motorer.



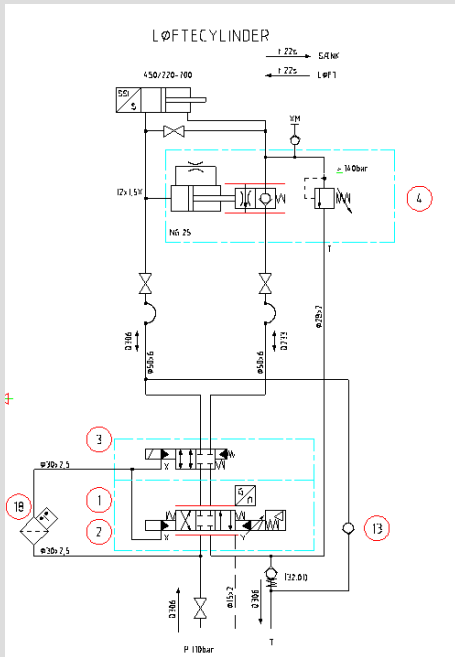
Figur 6.1.5. Løftecylinder.



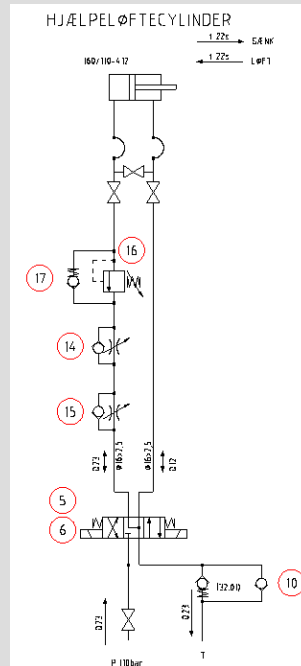
Figur 6.1.6. Løftecylinder.



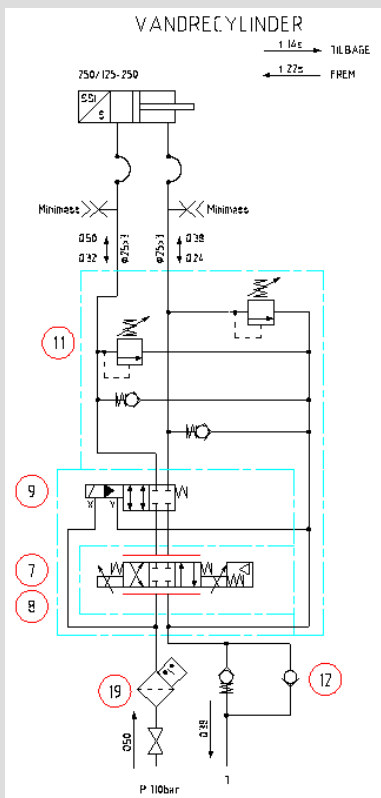
Figur 6.1.7. Cylinder til fremføring af bjælke.



Figur 6.1.8. Løftecylinder.



Figur 6.1.9. Hjælpe løftecylinder



Figur 6.1.10. Vandrecylinder



6.2 Målinger af flow, tryk og effektoptag

Når den detaljerede kortlægning af hydrauliksystemet er foretaget, skal det besluttes, hvor i systemet der bør foretages målinger af flow, tryk og effektoptag.

I forbindelse med design af hydrauliksystemet er det en god idé at placere tryksensorer (eller manometre hvis sensorer anses for at være for omkostningstungt) udvalgte steder i systemet, herunder trykket i pumpens trykledning tæt på pumpeudløbet. Trykmålinger kan give værdifulde oplysninger om hydraulikanlæggets driftsforhold, herunder hvilke tryk pumpen yder.

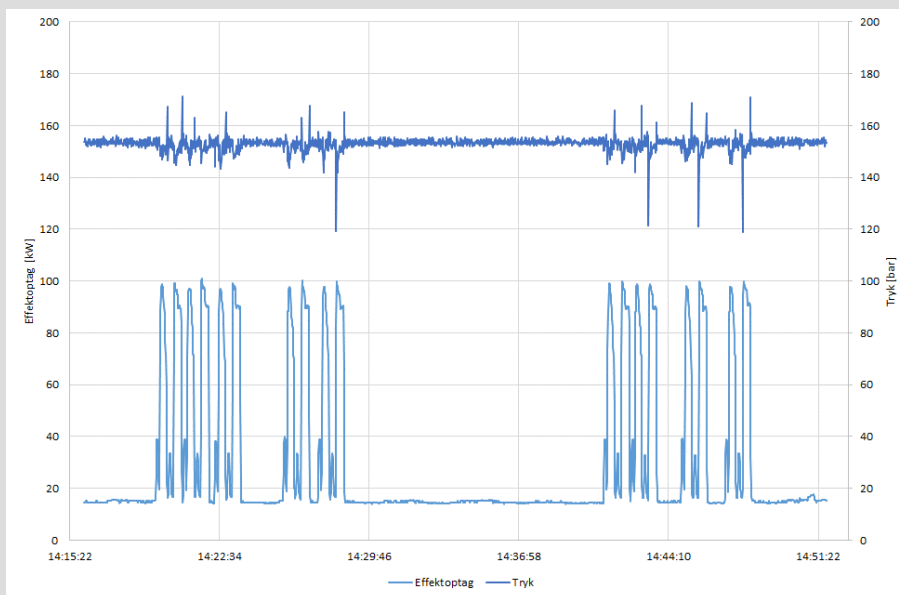
I forbindelse med mere komplekse analyser kan det også være fordelagtigt at måle trykket ved forbrugerne, hvis dette er muligt.

Selvom det er en god ide at indsætte flowmålere strategiske steder i systemet, så fordelingen af flowet kunne registreres, er det ofte i praksis ikke muligt, da det er nødvendigt at bryde ind i rørsystemet for at montere flowmålerne. Det er især gavnligt med en flowmåler, hvis virkningsgraden for en regulerbar pumpe ved forskellige belastninger skal vurderes.

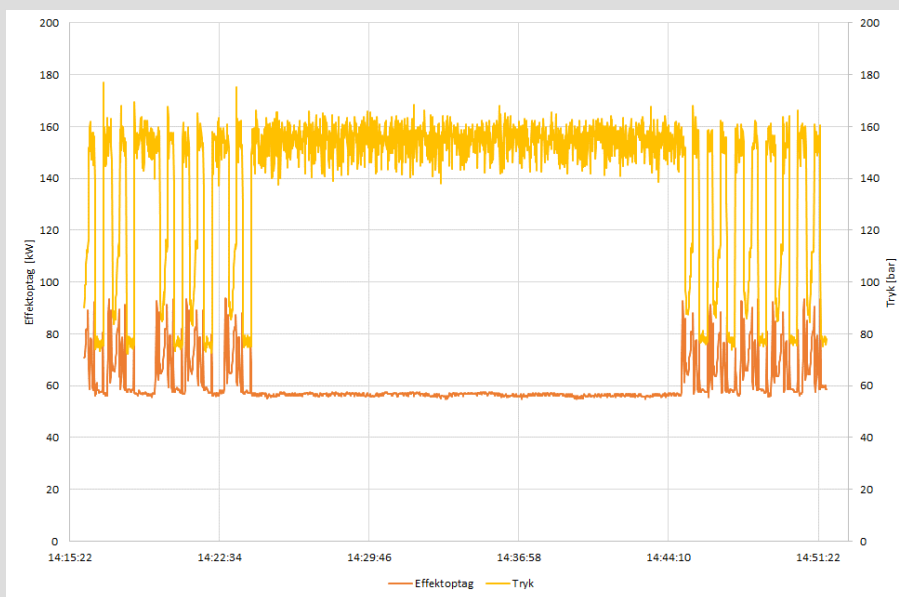
Til overslagsmæssige beregninger af energieffektiviseringsmulighederne er tryk- og effektmålinger fyldestgørende. Her er det tilstrækkeligt at beregne flowet (tilnærmet) ud fra data for pumpens kapacitet under de givne driftsforhold.

Eksempel 3 – Målinger af pumpetryk og optagen effekt

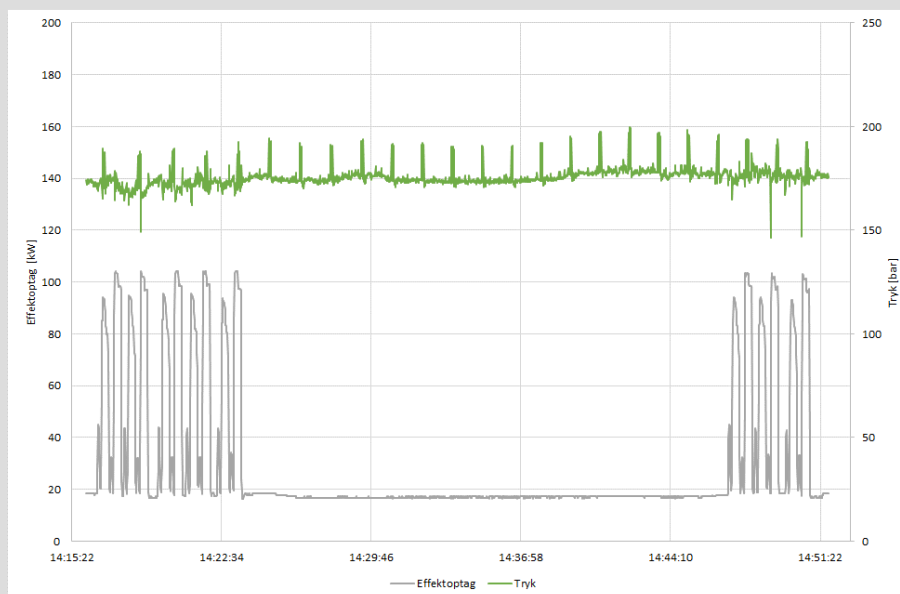
Der er nedenstående vist kurver over pumpetryk og optagen effekt for hver pumpe.



Figur 6.2.1 Pumpetryk og optagen effekt for pumpe 1.



Figur 6.2.2 Pumpetryk og optagen effekt for pumpe 2.



Figur 6.2.3 Pumpetryk og optagen effekt for pumpe 3.

De udførte målinger viser at hydraulikpumpe nr. 1 og nr. 3 fungerer tilfredsstillende, idet trykkene holdes nogenlunde konstant. Pumpe nr. 2 er derimod sandsynligvis defekt, idet målingerne viser at hydrauliktrykket falder fra 160 bar til 80 bar, når pumpen arbejder. Pumpen kan således ikke levere det ønskede tryk ved det ønskede flow.

Det ses endvidere, at effektoptaget for pumpens motor aldrig kommer under ca. 58 kW.

Det er beregnet, at hvis antagelsen om at pumpen er defekt er korrekt, vil den samlede årlige energibesparelse svare til ca. 316.000 kWh svarende til 163.600 kr.

Det antages at investeringen ved at udskifte den defekte pumpe og etablere en ny fast pumpe med frekvensregulering vil udgøre i alt ca. kr. 162.000 kr.

6.3 Substitution af hydraulik

Inden der foretages optimering af et hydrauliksystem, bør det undersøges, om det overhovedet er nødvendigt at anvende hydraulik eller om der findes alternativer. Den detaljerede kortlægning af hydrauliksystemet samt målingerne af flow (hvis det er muligt), tryk og effektoptag vil være væsentlige bidrag i denne undersøgelse.

Der findes ofte alternativer til hydraulik i form af direkte eldrift. Eksempler på direkte drift med el er elektriske aktuatorer, som erstatning for hydrauliske. Direkte eldrev kan især substituere hydraulik ved single step maskiner (med én "forbruger" pr. hydraulikpumpe) og i anvendelser med små kræfter og et begrænset startmoment. Som oftest er det ikke muligt helt at undgå anvendelse af hydraulik. Næste skridt i behovsanalysen er derfor at undersøge mulighederne for reduktion af hydraulikbehovet.

Eksempel 4 – Substitution af hydraulik

Nedenfor ses data for en løftecylinder:

- Stempeldiameter: 125 mm
- Slaglængde: 600 mm
- Løftetid: 20 sekunder

Flowet Q kan på baggrund af disse data beregnes til:

$$Q = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (0,125 \text{ m})^2 \cdot 0,6 \text{ m}}{\frac{20 \text{ s}}{60 \text{ s/min}}} = 22,1 \text{ l/min}$$

Cylinderen tilføres olie ved et tryk på 110 bar. Den hydrauliske effekt kan herefter beregnes til:

$$Q = \frac{22,1 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 100 \text{ bar}}{600} = 4,1 \text{ kW}$$

Cylinderen tilføres olie fra en aksialstempelpumpe med variabelt displacement der arbejder ved et konstant tryk på 160 bar. Pumpens effektoptag er målt til 7,4 kW med fuldlast og 1,1 kW ved aflast. Aflasttiden er 40 sekunder og den samlede driftstid for anlægget er 6.000 timer pr. år.

Elforbruget til hydraulikpumpen kan beregnes til:

$$E_{\text{pumpe}} = (7,4 \text{ kW} \cdot 2.000 \text{ h/år} + 1,1 \text{ kW} \cdot 4.000 \text{ h/år}) = 19.300 \text{ kWh/år}$$

Det undersøges, om det er muligt at udskifte hydrauliksystemet til en elektromekanisk cylinder, der kan yde den nødvendige kraft på 134.000 N svarende til ca. 14 tons.

Hydrauliksystemet kan udskiftes til en elektromekanisk cylinder som vil have et effektoptag til elmotoren på ca. 4,9 kW.



Figur 6.3.1 Elektromekanisk cylinder.

Elforbruget til motoren kan beregnes til:

$$E_{\text{pumpe}} = 4,9 \text{ kW} \cdot 2.000 \text{ h/år} = 9.800 \text{ kWh/år}$$

6.4 Reduktion af hydraulikbehovet

Hvis det viser sig, at der ikke er mulighed for at undvære hydraulik, skal det undersøges om det er muligt at reducere behovet for hydraulik.

Behovet for hydraulik kan eksempelvis reduceres ved:

- Reduktion af produktionstryk
- Fjernelse af drøvlereguleringer
- Anvendelse af akkumulatorer
- Anvendelse af ringledningsystemer fremfor enkeltsystemer

Eksempler på reduktion af hydraulikbehovet er beskrevet i de efterfølgende kapitler 6.5 til 6.8.

6.5 Reduktion af produktionstryk

For højt produktionstryk er lig med øget elforbrug til drift af pumpen. Det er derfor vigtigt at produktionstrykket er så tæt på det tryk som den mest trykkrævende komponent kræver.

Hvis det kun er en enkelt komponent der kræver et særligt højt tryk, kan det overvejes at benytte en hydraulisk trykforstærker ved denne og så reducere trykket i hydrauliksystemet.

Dette kan være relevant i ringledningssystemer beskrives nærmere i 7.1.2 "Ringledningssystemer".

6.6 Fjernelse af drøvlereguleringer

Drøvlereguleringer i et hydrauliksystem er lig med unødvendig modstand og dermed øget elforbrug til drift af pumpen. Drøvlereguleringer bør om muligt fjernes og erstattes af mere energieffektive reguleringsformer, se endvidere kapitel 6.9 "Regulering".

6.7 Anvendelse af akkumulatorer

I nogle hydrauliske systemer kan der opnås energimæssige fordele ved anvendelse af akkumulatorer.

I en del anlæg ønskes et vist holdetryk i en periode af en arbejdscyklus uden nævneværdigt flow. I disse tilfælde kan der indsættes en akkumulator i kredsen, der kan opretholde trykket til forbrugeren. Pumpen aflastes derefter til tank eller afbrydes, afhængig af holdeperiodens længde og eventuelt andre forbrugere.

I anlæg med varierende flowbehov, kan det ligeledes være en fordel at indsætte en akkumulator i kredsen. Herved opnås at der kan benyttes en mindre og bedre tilpasset pumpe. Pumpen skal kunne levere gennemsnitsflowet og i perioder hvor pumpen leverer et større flow end nødvendigt, leverer den både til forbrugeren og akkumulatoren. I perioder hvor flowbehovet er højere end pumpens leverede flow bidrager akkumulatoren med yderligere flow.

Afhængig af akkumulatortypen vil det leverede flow fra akkumulatoren dog ikke, i modsætning til pumpen, automatisk skabe det nødvendige tryk. I systemer hvor der på samme tid er brug for højt flow og tryk, er akkumulatorløsningen ikke velegnet. Se endvidere kapitel 7.5 "Akkumulatorer".

6.8 Anvendelse af ringledningssystemer fremfor enkeltsystemer

I tilfælde hvor der er flere maskiner (hver med én eller flere forbrugere), kan maskinerne principielt enten forsynes med individuelle hydrauliksystemer eller der kan etableres et ringledningssystem med én fælles hydraulikstation, der forsyner alle maskinerne.

Fordele og ulemper ved de to systemtyper beskrives nærmere i kapitel 7.1.1 "Enkeltsystem" og 7.1.2 "Ringledningssystemer".



6.9 Behovsvariationer

For at kunne vurdere det eksisterende hydrauliksystem og efterfølgende designe et mere optimalt system, er det vigtigt at få fastlagt variationerne af behovet over tid, således at et nyt hydrauliksystem og dets reguleringsform vælges ud fra disse variationer. Som udgangspunkt bør hydrauliksystemets bedste virkningsgrad vælges ud fra den oftest forventede forekommende driftssituation.

Med fastlæggelsen af behovsvariationerne bliver det muligt at vurdere, hvilke pumper hydrauliksystemet, ud fra energimæssige betragtninger, bør bestykses med. Eksempelvis om det er hensigtsmæssigt at benytte en stor pumpe frem for flere mindre parallelkoblede pumper, eller om processen eller processerne skal betjenes af kun et centralt hydrauliksystem frem for flere decentrale hydrauliksystemer.

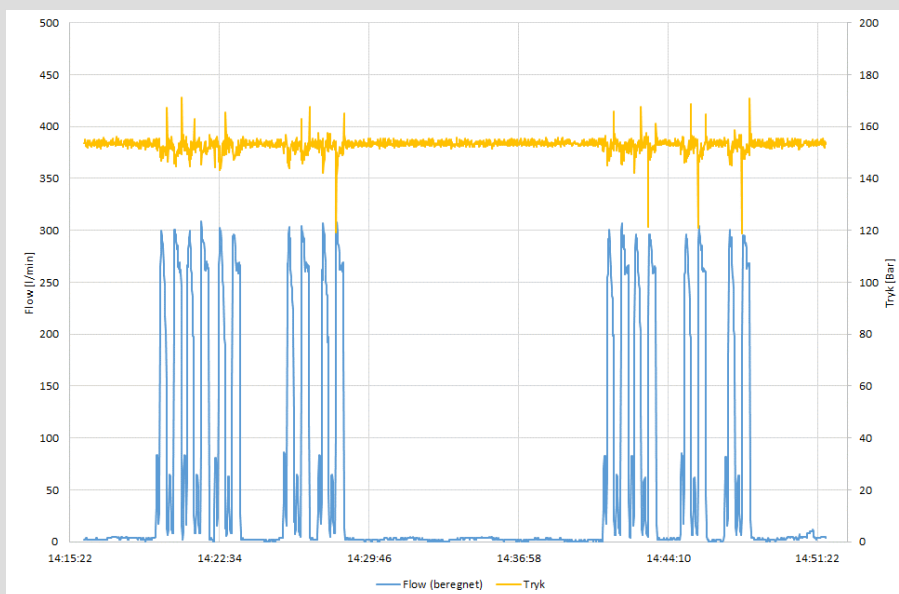
Der skal konstrueres en varighedskurve, der illustrerer sammenhængen mellem hydrauliksystemets forventede nødvendige ydelse (flow) og antal driftstimer over året. Sammenhængen kan findes ved hjælp af målingerne af flowet (se kapitel 6.2 "Målinger af flow, tryk og effektoptag").

Eksempel 5 – Døgnprofiler og varighedskurve for hydraulikanlæg

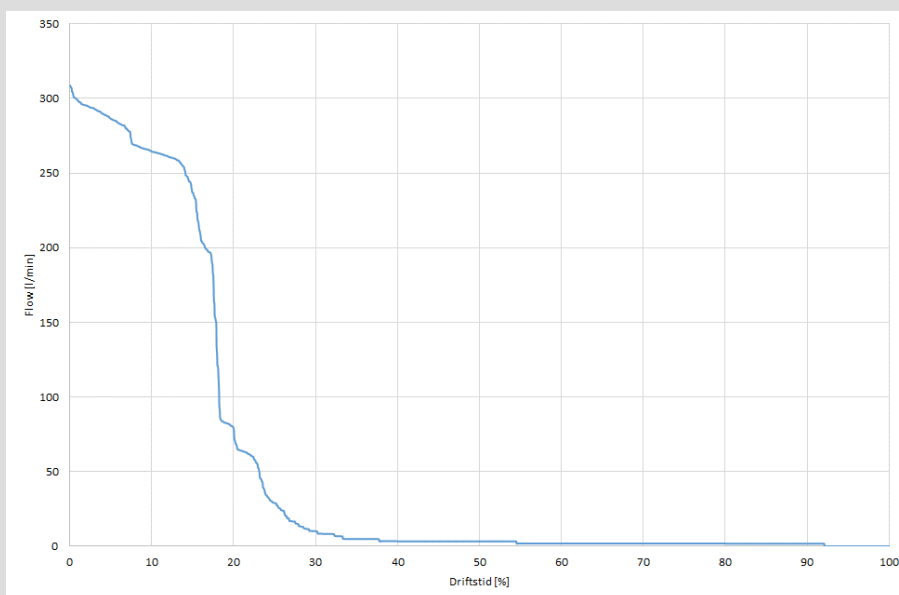
I figur 6.9.1 og 6.9.2 ses eksempler på henholdsvis døgnprofiler (flow- og trykmålinger) og en varighedskurve for et hydraulikanlæg.

Hydraulikanlæg er kendetegnet ved, at der typisk er stor variation i behovet for flow og tryk hos den enkelte forbruger.

Figur 6.15 er i dette eksempel tegnet meget detaljeret, hvilket i praksis kun vil være tilfældet for eksisterende anlæg, hvor der kan foretages målinger. Ved projektering af nye anlæg vil detaljeringsgraden være betydeligt mindre, da maskinernes og udstyrets samtidige drift er usikker.



Figur 6.9.1 Flow og tryk for en pumpe.



Figur 6.9.2 Varighedskurve for en pumpe.



Figur 6.9.2 viser, at der er brug for et maksimalt flow på 300 l/min i ca. 2 – 3% af driftstiden, mens der er brug for et flow på 250 l/min i ca. 15% af driftstiden. I yderligere 15% af driftstiden der brug for et flow der er mindre end 250 l/min. I ca. 65% af driftstiden er der således ikke brug for noget flow, men pumpens motor optager alligevel ca. 16 kW. For et anlæg med disse behovsvariationer vil behovsanalysen typisk resultere i 1 - 2 forslag til, hvordan hydrauliksystemet bør bestykes.

Det ene forslag kunne være udskiftning af pumpen med en pumpe i samme størrelse, men med lavere effektoptag for motoren ved aflast.

Andet forslag kunne være udskiftning af pumpen og motoren med to mindre pumper og motorer, der er dimensioneret til hver at yde et maksimalt flow på ca. 165 l/min.



6.10 Regulering

Når variationerne af flowbehovet (flowprofilet) er vurderet, skal der tages stilling til hvilke typer pumper, der skal benyttes og hvorledes disse skal reguleres. Hvis flowet er meget varierende og på nogle tidspunkter er meget lavt, bør der benyttes en reguleringsform der kan tage hensyn til dette.

De mest energieffektive reguleringsformer af hydraulikpumper, er Load Sensing (med konstant hastighed) eller omdrejningstalregulering af pumpen.

Flere pumper, som ind- og udkobles i afhængighed af behovet er en tredje mulighed, som dog ikke er lige så energieffektiv som de to førnævnte.

Energimæssigt er omdrejningstalregulering typisk en smule mere effektiv end Load Sensing. Det skyldes, at delastkørsel med reducerede virkningsgrader for pumpe og motor undgås.

Det er også muligt at kombinere disse to reguleringsformer, hvilken er den mest energieffektive, men noget dyrere løsning.

Dette beskrives nærmere i kapitel 11.1 "Pumperegulering".

6.11 Projektering af nye anlæg

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

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

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

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

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

Hvis der ikke findes viden om behov for flow og tryk samt variationer heri fra et eksisterende, tilsvarende system, er det nødvendigt at bestemme dette sammen med leverandøren af det maskineri, der skal forsynes. I den forbindelse er det essentielt at udarbejde et funktionsdiagram for processerne. Et funktionsdiagram er en metode til at vise cylindres, motorers og ventilers stilling og behov for tryk og bevægelse i en tidsmæssig sammenhæng.

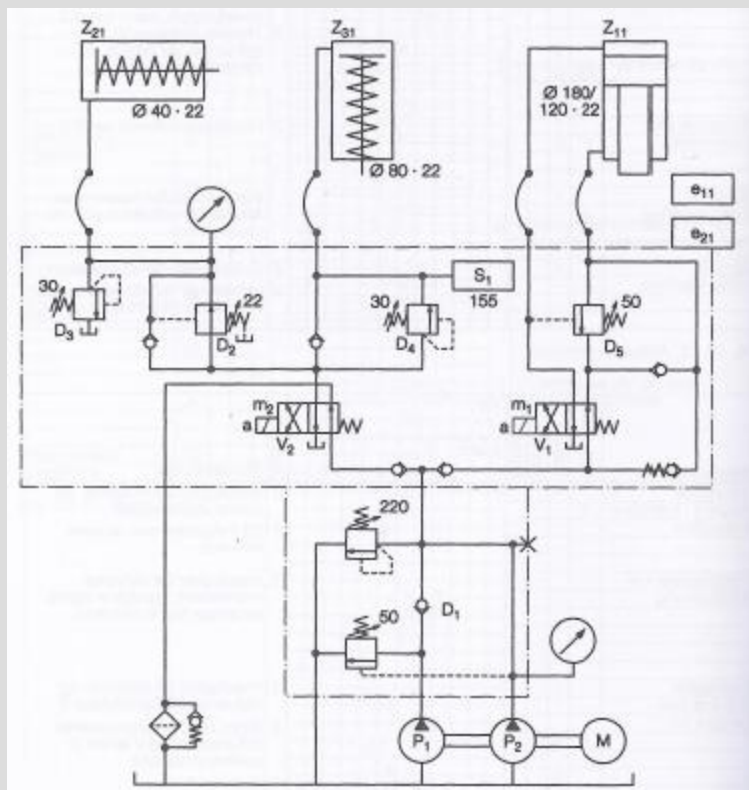
6.11.1 Funktionsdiagram

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 tidsmæssige sammenhænge, dvs. hvilke processer/funktion skal ske hvornår og hvilke krav er der til de enkelte processer.

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

Eksempel 6 – Hydrauliksystem for en stansemaskine

Figur 6.11.2 viser et eksempel på et hydrauliksystem for en stansemaskine.



Figur 6.11.2 Eksempel på hydrauliksystem for en stansemaskine /2/

Hydrauliksystemet er udrustet 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.

D_2 : Trykreduktionsventil indstillet til 22 bar på afgangssiden

D_3 : Trykbegrænsningsventil (overstrømsventil, sikkerhedsventil), 30 bar

D_4 : Rækkefølgeventil, der åbner for Z_{31} ved 30 bar, når fikseringen er til ende

D_5 : Trykaflastningsventil, der fastholder stemplet, når der ikke tilføres tryk ved stoppet pumpe

D_6 : Trykaflastningsventil, der aflaster P_1 til tank, når P_2 's tryk overstiger 50 bar

D7: Trykbegrænsningsventil (overstrømsventil, sikkerhedsventil), 220 bar.

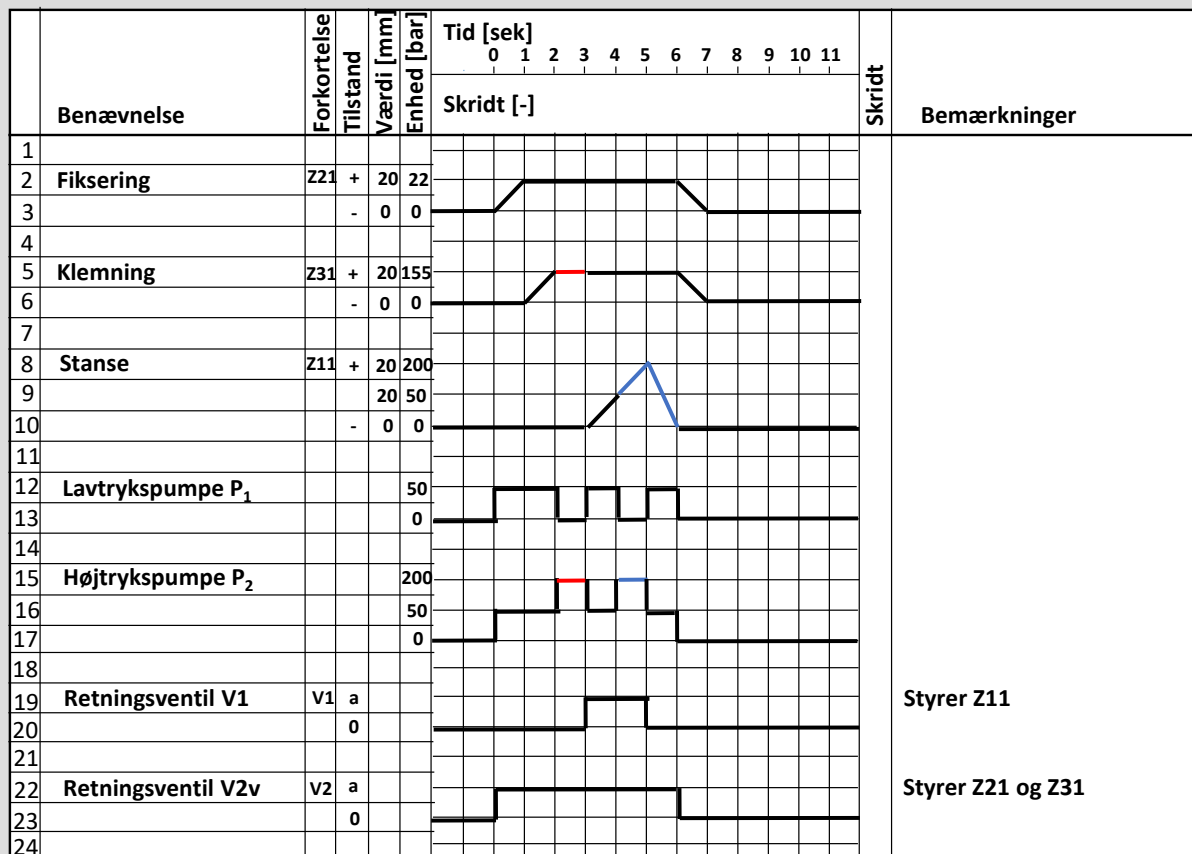
Når processen startes ved at aktivere V_2 og pumpe P_1 løber der kun olie til Z_{21} gennem D_2 , der i starten er fuldt åben. Efterhånden stiger modtrykket og når det overstiger 22 bar, aktiveres ventilen og de 22 bar holdes (på nær proportionalbåndet).

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 P_2 nu alene giver flow til systemet.

Når trykket når 155 bar giver pressostaten S_1 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 6.11.3 Funktionsdiagram for en stansemaskine jf. fig. 6.2.

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

7 Hydrauliksystemet

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

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

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

7.1 Systemopbygning

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

7.1.1 Enkeltsystem

Ved et enkeltsystem forstås, at der etableres en separat hydraulikstation for hver enkelt maskine/anvendelse. Denne type systemer ses ofte i virksomheder, hvor der kun er få maskiner der er hydraulisk drevne, f.eks. en metalvarevirksomhed med nogle få presse- og stansmaskiner. 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. at pumpe, regulering etc. kan tilpasses individuelt til hver maskine. Til gengæld medfører havari af hydraulikpumpen at den pågældende maskine er ude af funktion, idet hver hydraulikstation kun har én pumpe. I ringledningssystemer (se kapitel 7.1.2) er der ofte en standby pumpe i tilfælde af havari.

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

7.1.2 Ringledningssystem

Ringledningssystemer er et hydrauliksystem, der forsyner flere forbrugssteder fra en fælles hydraulikstation. Forbrugsstederne kan være forsynet fra rør, der er ført som en ringledning, men kan også blot være forsynet fra et fælles rørsystem der ikke udgør en ringledning. Ringledningssystemer er velegnede i virksomheder med mange forbrugssteder, - gerne placeret tæt sammen i form af et stort maskinanlæg, der har nogenlunde samme behov for tryk. Fordelen ved ringledningssystemer er høj driftssikkerhed, da hydraulikstationen ofte er forsynet med flere pumper i parallel, hvoraf én pumpe ofte er i reserve. Til gengæld bliver alle forbrugssteder i udgangspunktet forsynet med samme tryk, der alt andet lige bestemmes 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. Det udviklede værktøj i Motor Tool programmet er velegnet til at vurdere energiforholdene ved de forskellige principielle anlægsløsninger.

7.1.3 Åbne og lukkede systemer

Hydrauliksystemer kan grundlæggende opbygges som enten et åbent eller et lukket system. I et åbent system står olien (væsken) i åben forbindelse med omgivelserne, - typisk ved at der indgår en trykløs tank i systemet, der kan optage olieforbrug til f.eks. trykcylindre, varmeudvidelse af olien og volumenændringer, hvis der anvendes akkumulatorer som energilager i systemerne.

I lukket system er afgangene fra forbrugsstedet(-erne) direkte koblet til hydraulikpumpens sugestuds. Det giver et meget kompakt og enkelt system. Lukkede systemer anvendes fortrinsvis til transmissionssystemer, dvs. hydrauliksystemer hvor energien fra hydraulikpumpen omsættes til bevægelse i en hydraulisk drevet motor.

7.1.4 Valg af systemkoncept

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

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

Tabel 7.1.1 Fordele og ulemper ved de to generelle systemkoncepter.

7.2 Pumpebestykning

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

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

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

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

Tabel 7.1.1 Pumper med variabelt displacement.

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	
Indertandhjulspumpe	70	50	750	0,97	0,92	Højtrykspumpe med flere trin
		30		0,95	0,90	
Kompenseret indertandhjulspumpe	280	200	750	0,95	0,85	F.eks. dieseldrift
		160		0,95	0,85	f.eks. presser
Tandhjulspumpe	250	200	250	0,95	0,80	F.eks. dieseldrift
Vingepumpe		180	500	0,96	0,84	F.eks. landbrug, elevatorer
		100		0,96	0,90	
Radialstempelpumpe	600	500	200	0,90	0,92	Højtrykssystemer, f.eks. presser

Tabel 7.2.2 Pumper med fast displacement.

Aksialstempelpumper er meget udbredte i forbindelse med industrielle processer. Og pumpetypen findes både med fast og med variabelt displacement (kun vist i tabel 7.2.1 som pumpe med variabelt displacement).

I afsnit 7.2.1 "Pumpevirkningsgrader" og 7.2.2 "Hydrauliksystemer" fokuseres udelukkende på denne pumpetype.

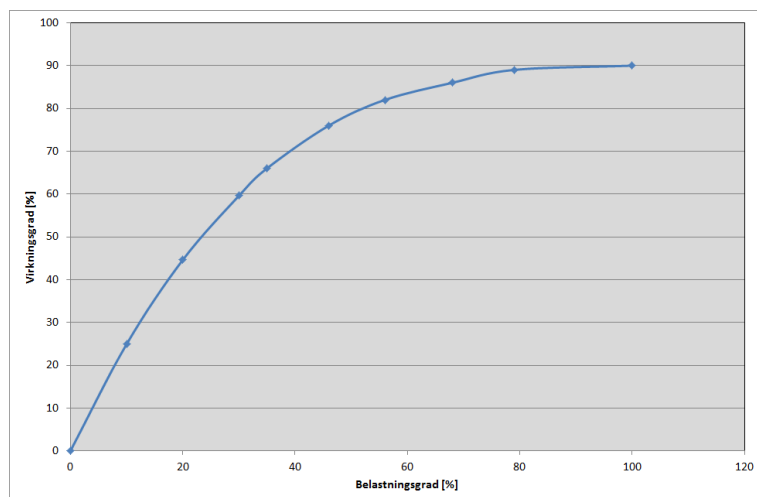
7.2.1 Pumpevirkningsgrad

Belastningsgraden defineres som forholdet mellem den effekt der skal tilføres pumpen i et aktuelt driftspunkt og den effekt der skal tilføres pumpen i det nominelle driftspunkt (ved max. flow).

Belastningsgraden i et givet driftspunkt kan skrives således:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{Q \cdot \Delta p}{P_{p,N} \cdot 600 \cdot \eta_p}$$

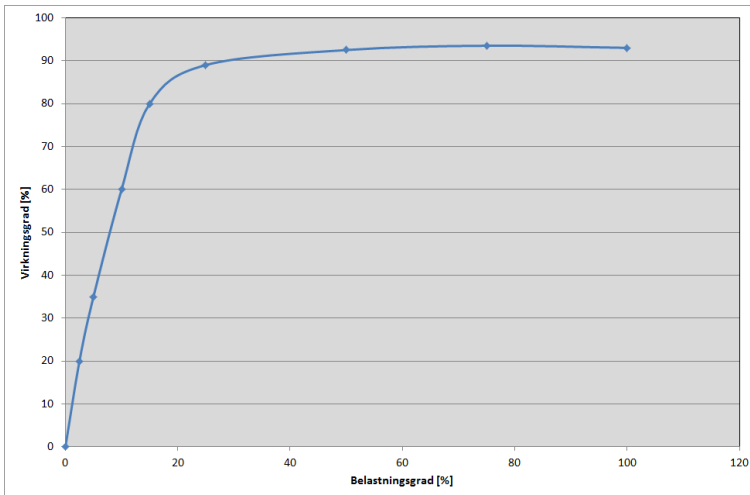
I figur 7.2.1.1 ses virkningsgraden som funktion af belastningsgraden for en pumpe med variabel fortrængning. Pumpens tryk holdes konstant på 210 bar og flowet varieres ved at ændre fortrængningen. På figuren ses, at virkningsgraden falder i takt med at belastningsgraden falder. Ved belastningsgrader mindre end 50 % er faldet i virkningsgraden størst.



Figur 7.2.1.1 Virkningsgrad for pumpe med variabel fortrængning som funktion af belastningsgraden. Pumpen yder i det nominelle driftspunkt et flow på 61 l/min og et tryk på 210 bar.

I figur 7.2.1.2 ses virkningsgraden som funktion af belastningsgraden for den samme pumpe. Pumpens fortrængning og tryk holdes konstant (210 bar), men flowet varieres vha. omdrejningstal regulering.

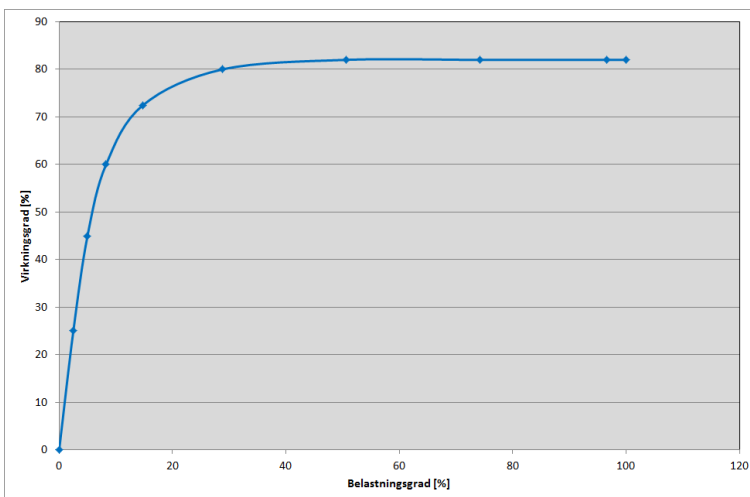
På figuren ses et meget lille fald i virkningsgraden i området fra 100 % til 25 % belastningsgrad. Ved lavere belastningsgrader bliver virkningsgraden forringet betydeligt.



Figur 7.2.1.2 Virkningsgrad for pumpe med variabel fortrængning som funktion af belastningsgraden. Pumpens fortrængning og tryk holdes konstant (210 bar), men flowet varieres vha. omdrejningstal regulering. Pumpen yder i det nominelle driftspunkt et flow på 61 l/min og et tryk på 210 bar.

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

I figur 7.2.1.3 ses virkningsgraden som funktion af belastningsgraden for en pumpe med fast fortrængning. Da fortrængningen er fast, vil flowet stort set være konstant uanset systemtrykket. På figuren ses et meget lille fald i virkningsgraden i området fra 100 % til 30 % belastningsgrad. Ved lavere belastningsgrader bliver virkningsgraden forringet betydeligt. Denne forringelse sker, når systemtrykket bliver tilstrækkeligt lavt (for denne pumpe mindre end 100 bar).



Figur 7.2.1.3 Virkningsgrad for pumpe med fast fortrængning som funktion af belastningsgraden. Pumpen yder i det nominelle driftspunkt et flow på 114 l/min og et tryk på 415 bar.

Pumpens flow kan kun varieres ved hjælp af omdrejningsregulering. Ved eksempelvis fastholdt tryk og reduceret omdrejningstal (reduceret flow), vil virkningsgraden som funktion af belastningsgraden være uændret. Virkningsgradskurven i figur 7.2.1.3 vil således være uforandret ved eksempelvis et omdrejningstal på 1.500 o/min.

Ovennævnte forhold viser igen, at den mest energieffektive reguleringsform for en hydraulikpumpe er omdrejningsregulering.

7.2.2 Hydrauliksystemer

Nedenfor er vist, hvorledes den maksimalt praktisk opnåelige totalvirkningsgrad falder ud for et hydrauliksystem bestående af:

- Aksialstempelpumpe med variabel fortrængning
- Permanentmagnet motor
- Frekvensomformer

Belastningsgraden er defineret som graden af tilført effekt på pumpeakslen. Der er antaget anvendelse af omdrejningsregulering, hvor trykket holdes konstant, mens flowet varieres ved ændring af motorens omdrejningstal. En belastningsgrad på 25% svarer således til et flow på 25% af det maksimale.

Tabellerne viser at det rent faktisk altid er praktisk muligt at opnå totalvirkningsgrader på ca. 80%, hvilket vurderes at være meget langt fra praksis set på specielt anlæg med overstrømningsregulering. Dette indikerer at der findes et stort besparelsespotentiale.

Det ses endvidere at det maksimalt opnåelige, såfremt teknologikombinationen ovenfor anvendes, er en total virkningsgrad på ca. 88%.

Virkningsgraden fastholdes rimeligt for mellemstore anlæg med et beskedent fald på 1-2% ved en belastningsreduktion til 50%. For store anlæg er virkningsgraden stor set uændret. Ved lavere belastningsgrader ses det i tabellerne, at specielt den elektriske virkningsgrad (motor og frekvensomformer) vil falde betydeligt.

Virkningsgrad [%]	Belastningsgrad [%]			
	100	75	50	25
Pumpe (η_p)	93,0	93,1	92,9	90,5
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	93,9	93,5	92,6	88,8
Totalvirkningsgrad	87,3	87,1	86,0	80,4

Tabel 7.2.2.1 Effektinterval: 4 – 30 kW.

Virkningsgrad [%]	Belastningsgrad [%]			
	100	75	50	25
Pumpe (η_v)	93,1	93,0	93,0	91,5
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	94,8	94,8	94,3	91,0
Totalvirkningsgrad	88,3	88,2	87,7	83,3

Tabel 7.2.2.2 Effektinterval: 30 – 500 kW.

7.3 Motorer

Motorerne leveres ofte sammen med hydraulikpumperne som samlede enheder. Der benyttes tre typer motorer, som beskrives nedenfor.

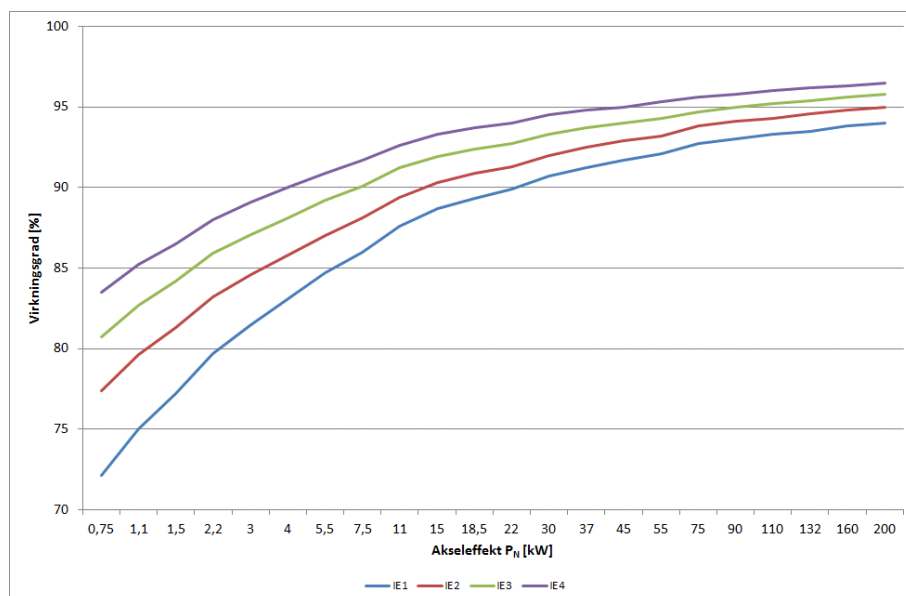
Asynkronmotorer

I 2008 blev der med vedtagelsen af den internationale standard IEC 60034-30:2008 indført nye effektivitetsklasser IE1, IE2 og IE3, se tabel 7.3.1 I IEC 60034-31-1:2012 "Technical specification" defineres effektivitetsklassen IE4 "Super premium efficiency", gældende for asynkron- og synkronmotorer.

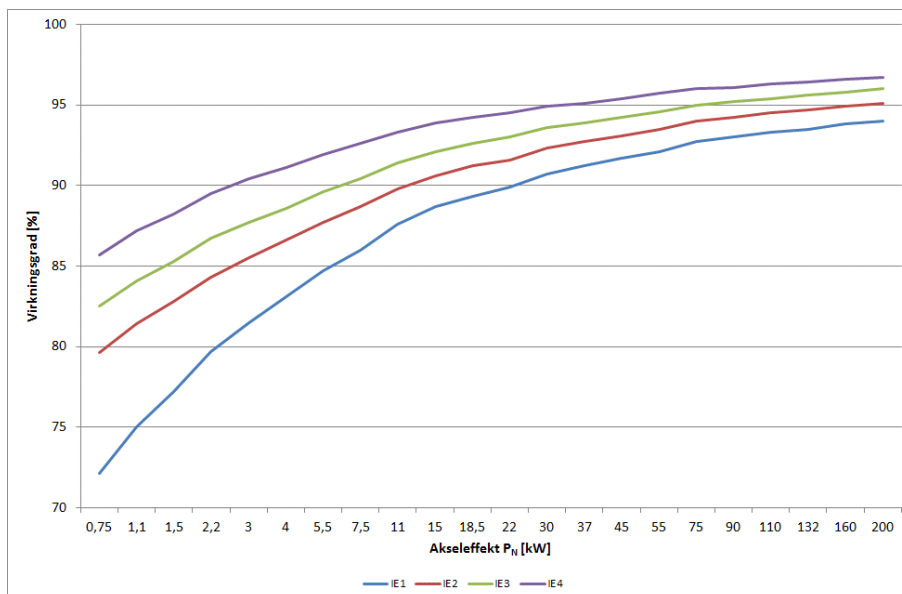
Klasse	Beskrivelse af motorens effektivitet	Betegnelse
1	Super premium efficiency	IE4
2	Premium efficiency	IE3
3	High efficiency	IE2
4	Standard efficiency	IE1

Tabel 7.3.1. Inddeling af motorer i effektivitetsklasser.

Figur 7.3.1-2 viser kravene til virkningsgraden for motorer efter IE1-4.



Figur 7.3.1. Virkningsgrader for 2-polede motorer i henhold til IEC 60034-30:2008 og IEC 60034-31:2010.



Figur 7.3.2. Virkningsgrader for 4-polede motorer i henhold til IEC 60034-30:2008 og IEC 60034-31:2010.

I juni 2011 blev der i EU indført krav om miljøvenligt design (ECO-design) af elmotorer. ECO-design er krav om produktudformning, der tilgodeser eksempelvis energieffektivitet. Kravene gælder almindelige trefasede elmotorer med én hastighed i størrelsen 0,75 kW til 500 kW. Kravene gælder også, hvis motoren er indbygget i et produkt, så længe det er muligt uden større besvær at måle motorens energieffektivitet særskilt.

Fra 1. januar 2017 har kravet været, at alle motorer på over 0,75 kW skal være i mindst energieffektivitetsklasse IE3, eller være mindst IE2 hvis motoren er tilsluttet en frekvensomformer.

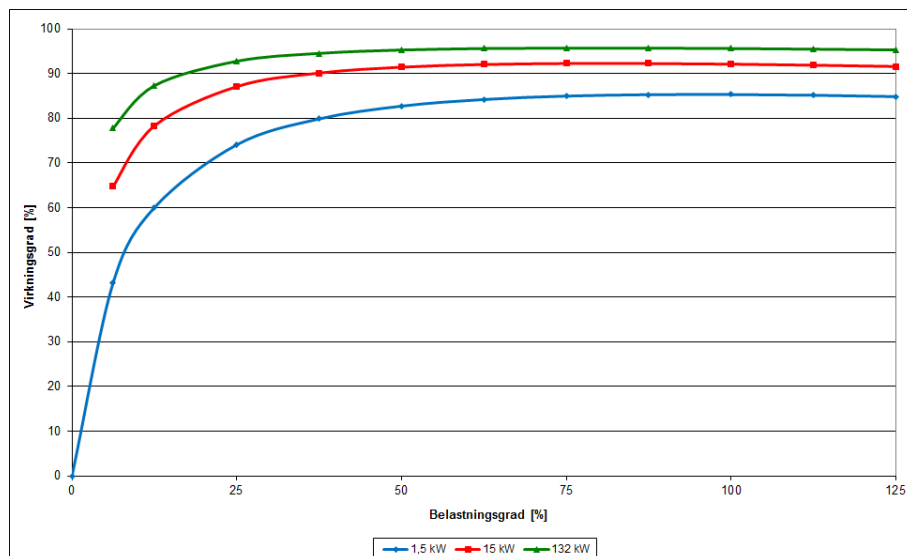
Effektiviteten eller virkningsgraden for en elmotor afhænger udover størrelsen P_m også af belastningsgraden. Belastningsgraden for elmotoren defineres således:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{P_m}{P_{m,N}}$$

hvor:

- P_m er den aktuelle akseffekt [kW]
- $P_{m,N}$ er den nominelle akseffekt [kW]

I figur 7.3.3 ses virkningsgrader for tre 4-polede IE3 asynkronmotorer som funktion af belastningsgraden. For alle tre motorer ses, at virkningsgraden er nogenlunde konstant ved belastningsgrader mellem 75% og 125%. Når belastningsgraden går fra 50% til 25%, sker der en betydelig forringelse af virkningsgraderne for de tre motorer. Den største forringelse ses for den lille motor. Når belastningsgraden kommer under 25% sker der markante fald i virkningsgraderne for alle tre motorer.



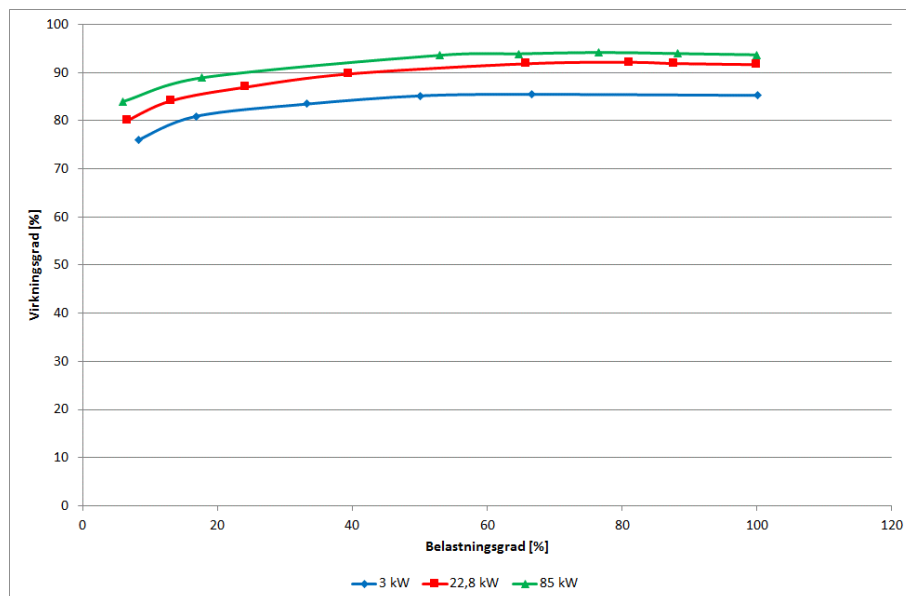
Figur 7.3.3. Virkningsgrader for 4-polede standard asynkronmotorer som funktion af belastningsgraden (P/P_N).

Figur 7.3.3 viser, at motorstørrelsen så vidt muligt altid bør vælges således, at belastningsgraden ligger mellem 75% og 100%. Herved opnås altid den højeste mulige virkningsgrad.

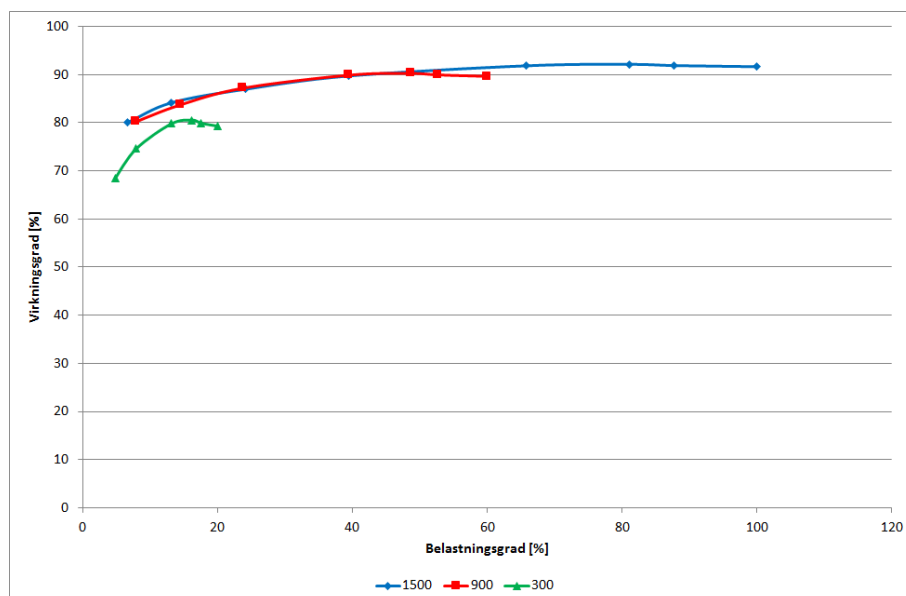
PM-motorer (Permanentmagnet motorer)

I figur 7.3.4 ses virkningsgrader for tre 4-polede PM-motorer inkl. frekvensomformerne som funktion af belastningsgraden. For alle tre drev (motor og frekvensomformer) er virkningsgraden nogenlunde konstant ved belastningsgrader mellem 50% og 125%.

Selv ved belastningsgrader ned til 20 %, sker der beskedne reduktioner i virkningsgraderne for de tre drev. Belastningsgraden skal under 10%, før der for alvor sker fald i virkningsgraderne.



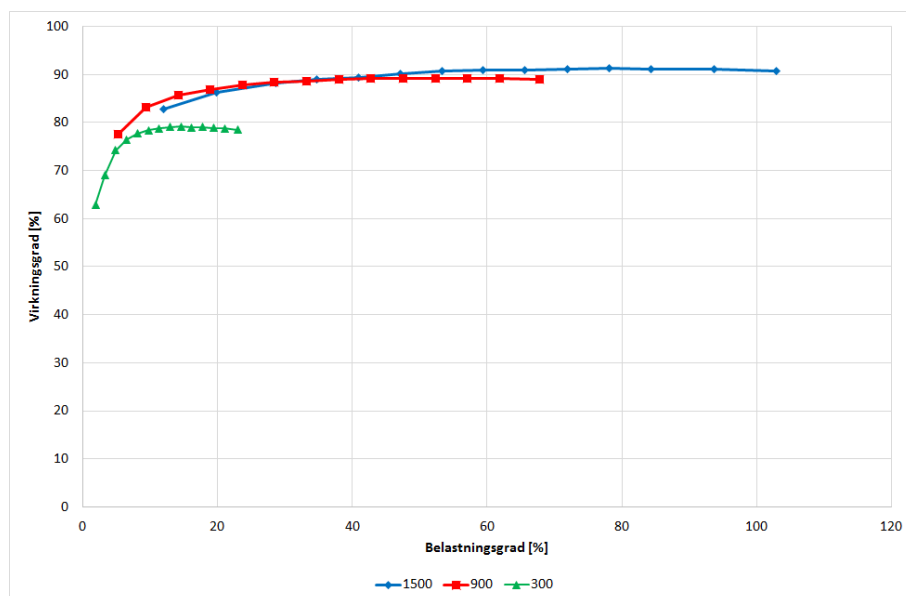
Figur 7.3.4. Virkningsgrad for 4-polede PM-motorer inkl. frekvensomformere som funktion af belastningsgraden (P/P_N).



Figur 7.3.5. Virkningsgrad for 22,8 kW PM-motorer inkl. frekvensomformere ved tre forskellige hastigheder som funktion af belastningsgraden (P/P_N).

Synkron reluktansmotorer

I figur 7.3.6 ses virkningsgrader for en 15 kW 4-polet synkron reluktansmotor inkl. frekvensomformer ved tre forskellige omdrejningstal som funktion af belastningsgraden. Ved alle tre hastigheder er virkningsgraden nogenlunde konstant i store dele af belastningsgradsområderne.



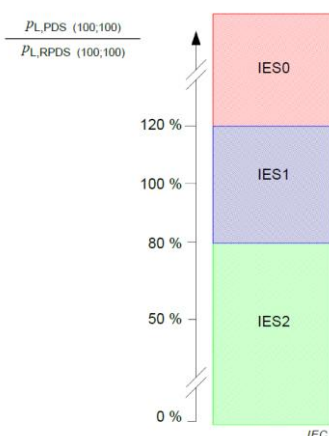
Figur 7.3.6. Virkningsgrad for en 15 kW synkron reluktansmotor inkl. frekvensomformere ved tre forskellige hastigheder som funktion af belastningsgraden (P/P_N).

Både permanentmagnet motorer og synkronreluktans motorer forsynes fra frekvensomformere, da de ikke kan nettilsluttes. Der er ikke indført energikrav for disse typer motorer, som på engelsk ofte betegnes converter motors eller "VSD-Motors" (VSD = Variable Speed Drive).

I den internationale standard IEC 61800-9-2 "Eco-design for power drive systems, motor starters, power electronics and their drive applications – Energy efficiency indicators for power drive systems and motor starters", ses effektivitetsklasser for power drive systems.

Permanentmagnet motorer og synkron reluktans motorer som forsynes fra frekvensomformere, er netop power drive systems.

Power drive systems kan klassificeres som enten et IES0-, IES1- eller IES2-system, hvor IES2-systemet er det mest effektive. IES-værdien beregnes som systemets tab (motor + frekvensomformer) divideret med tabet for et referencesystem ved 100% moment og 100% omdrejningstal. I figur 7.3.7 ses IES-klassificeringen.



Figur 7.3.7 IES-klassificering.

Der skal altid stilles krav til leverandørerne om at kompressorerne er forsynede med de mest energieffektive motorer. De mest energieffektive motorer på markedet i dag er klassificeret IE4. Det forventes, at der indføres en IE5 klasse kaldet Ultra premium efficiency. Det vides dog ikke hvornår IE5 klassen indføres.

7.4 Ventiler

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

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

Hydrauliske ventiler kan inddeles i følgende kategorier:

- Afspærringsventiler
- Retningsventiler
- Trykventiler
- Strømventiler

De forskellige ventiltyper og deres primære anvendelse er kort beskrevet nedenstående. Ventilerne, deres funktionsprincipper og anvendelse er detaljeret beskrevet i f.eks. Hydraulik Ståbi /3/ og andre lignende håndbøger, hvorfor ventilerne kun beskrives kortfattet.

7.4.1 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.

7.4.2 Retningsventil

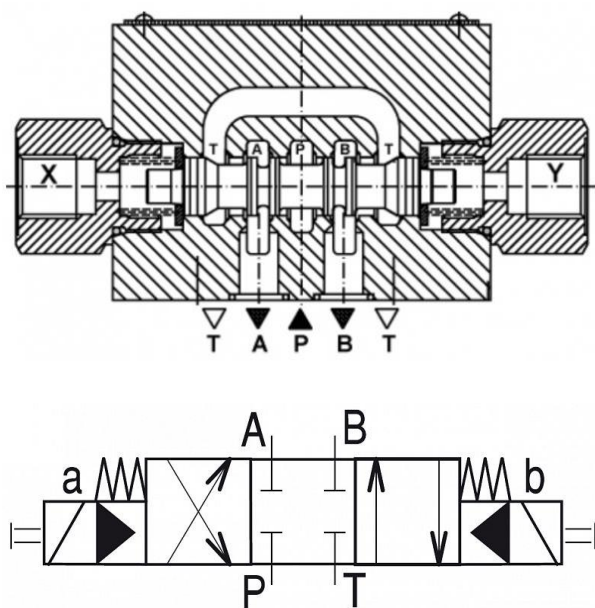
Retningsventilens funktion i et hydrauliksystem er at retningsbestemme og afspærre eller justere væskeflowet, således at det f.eks. er muligt at få en cylinder til at køre både frem og tilbage eller drøve væskeflowet fra én tilslutning mod en anden. Retningsventiler kan være

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:

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

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



Figur 7.4.2.1. Eksempel på en 4/3 retningsventil

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 magnet "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).

7.4.3 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)
- Proportionaltrykventiler – 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 proportionaltrykventil 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 (variabelt 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.

7.4.4 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 strømningventil, hvor den manuelt indstillede spindel er erstattet af en proportionalmagnet, så tryktabet (og dermed flowet) over ventilen løbende kan justeres automatisk.

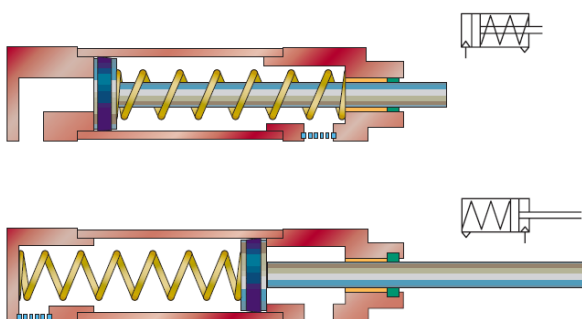
7.5 Lineære cylindre

Der findes grundlæggende to typer cylindre:

- Enkeltvirkende lineær cylinder
- Dobbeltvirkende lineær cylinder

7.5.1 Enkeltvirkende lineære cylindre

Principielt er den enkeltvirkende lineære cylinder opbygget som vist i figur 7.5.1.1.

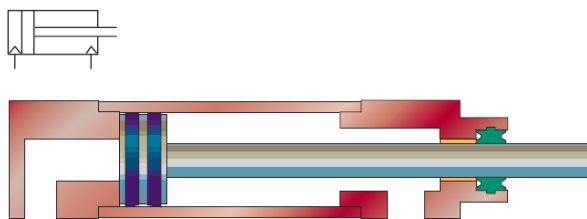


Figur 7.5.1.1 Enkeltvirkende lineær cylinder.

I figur 7.5.1.1 ses, at den enkeltvirkende lineære cylinder overordnet set består af en cylinder, et stempel og en fjeder. Den enkeltvirkende cylinder virker ved, at der sendes olie ind over eller under cylinderens stempel. Når olien ved et højt tryk sendes ind i cylinderen, bliver kraften fra olien højere end fjederkraften, og stemplet bevæger sig og fjederen sammentrykkes. Når stemplet skal tilbage til udgangspositionen sænkes olietrykket, stemplet bevæges tilbage af fjederkraften, og processen kan starte forfra.

7.5.2 Dobbeltvirkende lineære cylindre

Principielt er den dobbeltvirkende lineære cylindre opbygget som vist i figur 7.5.2.1.



Figur 7.5.2.1 Dobbeltvirkende lineær cylinder.

Stemplet i cylinderen bevæger sig ved, at der er en forskel i olietrykket over stemplet. Størrelsen af trykforskellen bestemmer hvilken kraft, aktuatoren kan præstere. Skal stemplet tilbage til udgangspositionen, byttes der blot om på det høje og lave tryk i cylinderen.

7.5.3 Lineære cylindres arbejdsevne

Nedenfor set et udtryk for den kraft F , som en lineær cylinder påvirker et emne med.

$$F = A_{\text{stempel}} \cdot \Delta p_{\text{stempel}} - F_{\text{fjeder}}$$

hvor A_{stempel} er stemplets areal, $\Delta p_{\text{stempel}}$ er trykdifferensen over stemplet og F_{fjeder} er fjederkraften fra fjederen i den enkeltvirkende lineære cylinder.

For den dobbeltvirkende lineære cylinder sættes fjederkraften lig med nul.

Ovenstående udtryk viser at kraften en lineær cylinder kan virke med, er proportional med trykdifferencen over stemplet, når der i den enkeltvirkende lineære cylinder ses bort fra fjederkraften.

Ved den dobbeltvirkende lineære cylinder er det trykforskellen over stemplet, der bestemmer cylindrens arbejdsevne.

Cylinderen skal dimensioneres efter den kraft der er nødvendig. Der kan vælges en lille cylinder og et højt tryk, eller en større cylinder vælges og lavt tryk. Det bør altid vælges højst mulige tryk der kan lade sig gøre med standardkomponenter, da det giver det billigste og mest energieffektive system.

Eksempel 7 – Arbejdsevne for lineær cylinder

I en dobbeltvirkende cylinder har stemplet følgende dimensioner $\varnothing 450 \times 220$ mm.

Arealet når den løfter kan beregnes til: $A = (\pi/4 \cdot (0,45 \text{ m})^2) - (\pi/4 \cdot (0,22 \text{ m})^2) = 0,121 \text{ m}^2$

Trykket på stemplet er 110 bar.

Det svarer til en kraft på:

$$F = 110 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \cdot 0,121 \text{ m}^2 = 1.331.000 \text{ N} = 136 \text{ tons}$$

Hvis stemplets dimension havde være $\varnothing 300 \times 150$ mm, kan arealet beregnes til: $A = ((\pi/4 \cdot (0,30 \text{ m})^2) - (\pi/4 \cdot (0,15 \text{ m})^2)) = 0,05 \text{ m}^2$.

Hvis arbejdsevnen, dvs. kraften på stemplet skal være det samme, kan trykket beregnes til:

$$p = 1.331.000 \text{ N} / 0,05 \text{ m}^2 = 266 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 266 \text{ bar.}$$

7.6 Hydraulikmotorer

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

Den maskine eller maskindel en hydraulikmotor skal drive afgør de tekniske data motoren skal opfylde. Moment og omdrejningstal er som oftest kendte parametre ved dimensioneringen.

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

hvor

D er motorens displacement [cm^3/r]

Δp er trykfaldet over motoren [bar]

η_{mh} er den mekanisk/hydrauliske virkningsgrad [-]

For at udregne motorens displacement må trykfaldet, eller alternativt driftstrykket fastsættes ud fra maskintype, ønsket levetid og støj. Ud fra den fastlagte motorstørrelse og omdrejningstal, udregnes den nødvendige volumenstrøm, q_v .

$$q_v = \frac{D \cdot n}{1.000 \cdot \eta_v} [l/min]$$

hvor

D er motorens displacement [$\text{cm}^3/\text{omdr.}$]

n er omdrejningstallet [omdr./min.]

η_v er motorens volumetriske virkningsgrad [-]

Herudfra kan motorens afgivne effekt udregnes:

$$P = \frac{M_v \cdot n \cdot 2 \cdot \pi}{60} [N \cdot m]$$

hvor

M_v er det afgivne moment [Nm]

n er omdrejningstallet [omdr./min.]

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 7.2 "Pumpbestykning".

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

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

Tabel 7.6.1 Hydraulikmotorer.

7.7 Akkumulatorer

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

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

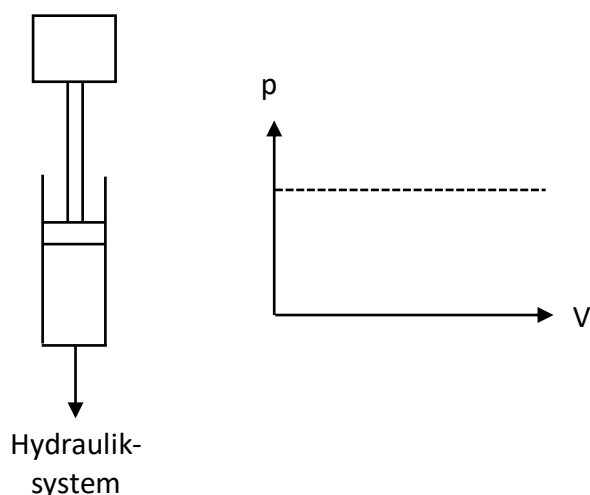
Der findes følgende typer akkumulatoer:

- Vægtakkumulatoer
- Fjederakkumulatoer
- Gastryksakkumulatoer

Akkumulatoer 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.

7.7.1 Vægtakkumulatoer

En vægtakkumulatoer er en cylindrisk beholder, hvor olietrykket holdes konstant med et vægtbelastet stempel, se figur 7.7.1.1.

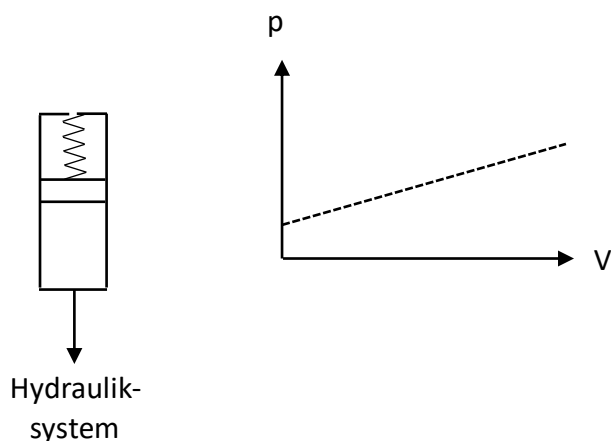


Figur 7.7.1.1 Vægtakkumulatoer

Vægtakkumulatoer 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.

7.7.2 Fjederakkumulatorer

Fjederakkumulatorer 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 akkumulatorer reagerer fjederakkumulatorer hurtigt.



Figur 7.7.2.1 Fjederakkumulator.

7.7.3 Gastryksakkumulatorer

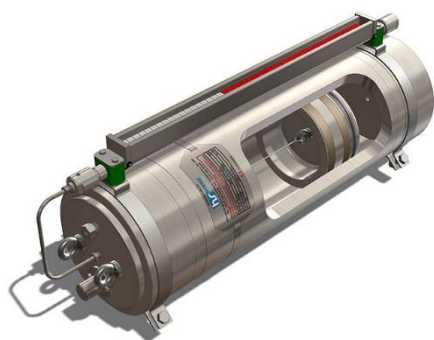
Gastryksakkumulatorer består af én (eller flere) cylindrisk beholder, hvor overskydende flow (og dermed olietryk) akkumuleres ved at sammentryk en gas. Denne gas er som regel nitrogen, da den ikke er brandbar. Gassen er i et lukket volumen over olien, og er enten adskilt fra olien med et stempel, en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

- Stempelakkumulator
- Blæreakkumulator
- Membranakkumulator

Gasakkumulatorer 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.

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

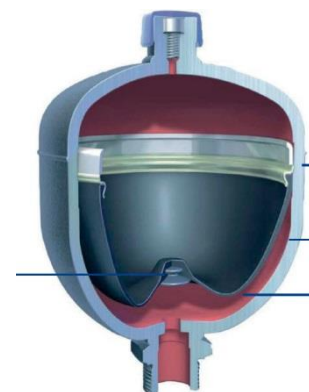
De tre typer gasakkumulatorer er vist med nedenstående figurer.



Figur 7.7.3.1. Stempelakkumulator



Figur 7.7.3.2.
Blæreakkumulator



Figur 7.7.3.3.
Membranakkumulator

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 membranakkumulatørerne 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.

7.8 Olietanken

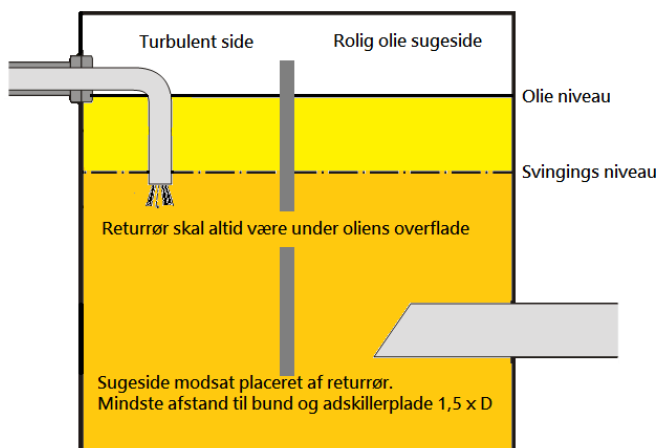
Der er ingen designkrav eller standarder for olietanken i hydraulikanlæg. Som det er nu bliver alle tanke specielt fremstillede til hvert anlæg. Tankstørrelsen afhænger af følgende parametre:

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

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

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

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



Figur 7.8.17.7.3.1 Principdiagram af olietank.

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

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

Den optimale driftstemperatur for hydraulikolie er normalt 40-50°C. Dette gør, at det kan være nødvendigt både at kunne køle og varme (holde den varm under stilstand af hydrauliksystemet) på tanken for at sikre, at olien har den rette temperatur under drift. I de tilfælde hvor



varmeafgivelsen fra tanken ikke er tilstrækkeligt til at holde olien kold nok, er det nødvendigt at etablere en ekstern oliekoeler. Ofte vidner en oliekoeler ligesom en meget varm olietank om, at der er store tab i det hydrauliske system og at der derfor kan være mulige tiltag, der kan reducere energiforbruget. Køling af olien i tanken sker i de fleste tilfælde en luftkølet oliekoeler, der er monteret umiddelbart ved eller på olietanken. Hvis der er tale om større hydrauliksystemer ses ofte at oliekoelingen sker med en væskekoeler.

7.9 Rør

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

- Trykside: 3,5 m/s
- Sugside: 1,0 m/s

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

8 Energiforbrug

Effektforbruget til hydraulikanlægget afhænger primært af flowet og det leverede tryk, sekundært af virkningsgraden for kompressorer, motorer og eventuelle frekvensomformere.

Belastningen P_p (den effekt der skal tilføres på pumpens aksel) for en hydraulikpumpe bestemmes ved hjælp af nedenstående udtryk:

$$P_p = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_p}$$

hvor

Q er volumenstrømmen [l/min]

Δp er trykstigningen over pumpen [bar]

η_p er pumpens virkningsgrad

Pumpens flow Q bestemmes ved hjælp af:

$$Q = \frac{V \cdot n \cdot \eta_v}{1.000}$$

hvor

V er fortrængningen pr. omdrejning [cm^3/o]

n er omdrejningstallet [o/min]

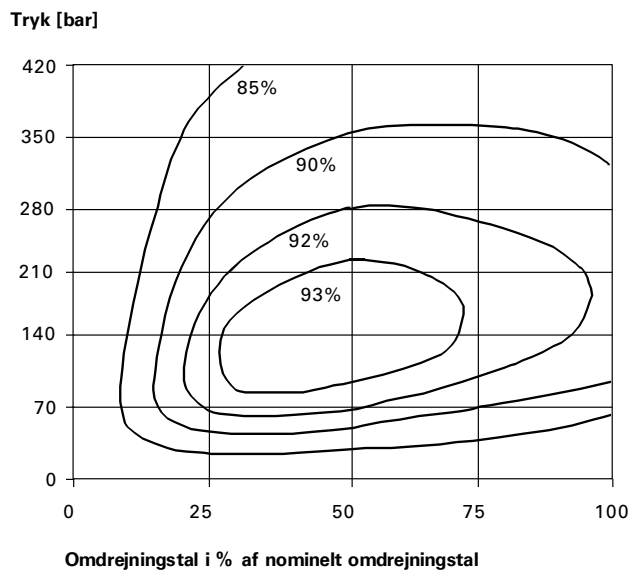
η_v er den volumetriske virkningsgrad

Som det ses af udtrykket for belastningen for en pumpe, afhænger den, foruden trykstigningen og volumenstrømmen, af pumpevirkningsgraden. Pumpens virkningsgrad er produktet af den volumetriske virkningsgrad η_v og den hydraulisk/mekaniske virkningsgrad η_{hm} .

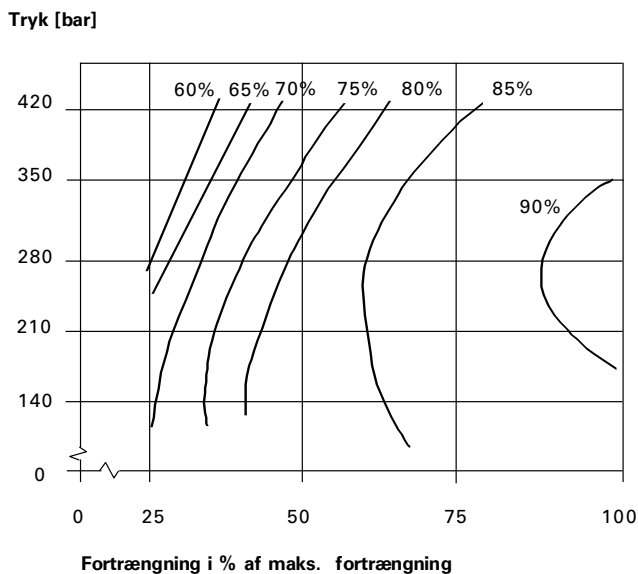
I figur 8.1 ses en virkningsgradskurve for en pumpe med variabel fortrængning. Virkningsgraderne er angivet ved maksimal fortrængning. Som det ses afhænger virkningsgraden af systemtrykket og af pumpens omdrejningstal. Ved fastholdt omdrejningstal falder virkningsgraden, når systemtrykket øges. Ved lave omdrejningstal ses de laveste virkningsgrader (< 85%).

Ved fastholdt tryk ses, at virkningsgraden stort set er konstant i området fra maksimalt omdrejningstal (100 %) og ned til 25% af maksimalt omdrejningstal.

I figur 8.2 ses virkningsgrader for den samme pumpe ved forskellige fortrængninger. Virkningsgraderne er angivet ved et omdrejningstal på 2/3 af det nominelle. Ved fastholdt tryk ses det, at virkningsgraden forringes når fortrængningen mindskes. Ved fastholdt fortrængning ses, at virkningsgraden falder når systemtrykket øges.



Figur 7.7.3.1. Virkningsgrader for pumpe som funktion af omdrejningstal i % af nominelt omdrejningstal og tryk.



Figur 7.7.3.2. Virkningsgrader for pumpe som funktion af fortrængning i % af maks. omdrejningstal og tryk.

Eksempel 8 – Beregning af belastningen P_p for en hydraulikpumpe

På en kurve for en hydraulikpumpe er aflæst et flow Q på 6 l/min og en trykstigning på 200 bar. Ved dette driftspunkt kan virkningsgraden aflæses til 78% (0,78).

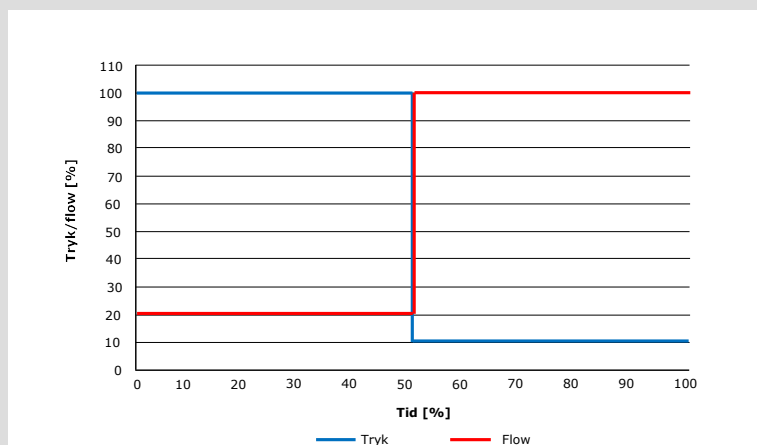
Belastningen P_p kan herefter beregnes:

$$P_p = \frac{6,0 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 200 \text{ bar}}{600 \cdot 0,78} = 2,6 \text{ kW}$$

Eksempel 9 – Sammenligning af to reguleringsformer

Som eksempel på en hydraulisk proces, der kan reguleres på flere måder, er der valgt en kantpresse, som er en del af en større proces, og dermed kører cyklisk. I eksemplet har pressen en trykkeperiode på 50% af driftstiden, hvor systemet arbejder med maksimalt tryk på 200 bar, hvor flowet til gengæld er minimalt med 12 l/min.

I den resterende tid returnerer pressen til sit udgangspunkt ved lavt tryk på 20 bar og med højt flow på 60 l/min.



Figur 7.7.3.3. Belastningsprofil for kantpresse hvor det variable flow og tryk fremgår (arbejdscyklus)

Beregningerne af effektoptag og virkningsgrader sker for to reguleringsformer:

1. Overstrømningsregulering
2. Load Sensing

Overstrømningsregulering er et system, hvor der hverken tilpasses for tryk eller flow. Der bliver anvendt en pumpe med konstant fortrængning kombineret med en overløbsventil, der både har til formål at sikre systemet mod overtryk, men også løbende regulerer og dermed bypasser overskydende væske tilbage til tanken.

Pumpen leverer konstant den samme mængde væske. I standby perioder anvendes der ingen væske, hvorfor al væsken bypasses til tanken under fuldt arbejdstryk. I aktiveret tilstand vil dele af væsken anvendes af anvendelsesstedet. Men for at regulere væskestrømmen til det enkelte anvendelsessted drøvles denne med øget systemtryk til følge. Den overskydende væske aflastes til tanken under fuldt tryk.

Ved Load Sensing tilpasses både tryk og flow løbende, så der kun leveres det nødvendige.

Der styres efter en fast trykdifference mellem pumpens afgangstryk og trykket hos det hårdst belastede anvendelsessted. Derved tilpasses trykket løbende til det aktuelle behov, og der leveres intet overflødigt flow.

Ved Load Sensing anvendes en pumpe med variabel fortrængning samt tryk- og flowregulator.

Styringsventilerne er proportionalventiler, der giver et styresignal til pumpen via en eller flere lastventiler.

I neutralstilling er der ingen gennemgående oliestrømme, og pumpen leverer kun den væske, der er nødvendig for at opretholde trykdifferencen.

I aktiveret tilstand er pumpe- og tankporten forbundet til anvendelsesstedet og til styresignalet ventiler. Der er derudover efterfyldningsventiler for hvert anvendelsessted. På styresignalsiden er der også en overløbsventil. Load Sensing-systemet kan udføres med trykkompensering. Hvis det er tilfældet, er der indsat trykkompensatorer på styreventilernes pumpeporte.

Hydraulikpumpe

Virkningsgraden på en hydraulisk pumpe udtrykkes som den volumetriske virkningsgrad η_{vol} og den mekanisk hydrauliske virkningsgrad η_{mek} .

Den samlede virkningsgrad er produktet af disse to virkningsgrader.

Ved henholdsvis maksimalt tryk og maksimal hastighed er hydraulikpumpens effekt beregnet ved de to forskellige reguleringsformer.

Belastningstype	Hydraulisk effekt P_{hyd} [kW]	Samlet styretab [kW]	Akseleffekt pumpe P_3 [kW]	Virkningsgrad pumpe $\eta_{vol} \cdot \eta_{mek}$ [%]	Akseleffekt motor P_2 [kW]
Overstrømningsregulering					
Maksimalt tryk	4,0	18,5	22,5	86,9	25,8
Maksimal hastighed	2,0	20,4	22,5	86,9	25,8
Load Sensing					
Maksimalt tryk	4,0	0,6	4,6	54,9	8,4
Maksimal hastighed	2,0	1,1	3,1	70,6	4,3

Tabel 8.1. Sammenligning mellem hydraulisk effekt, samlet styretab, pumpeakseleffekt, pumpevirkningsgrad og motorakseleffekt ved overstrømningsregulering og Load Sensing.

Motor

I tabel 8.2 anvendes en 30 kW IE2 motor.

Virkningsgraden er beregnet ud fra belastningsgraden i det enkelte arbejds punkt.

Belastningstype	Akseleffekt motor P_2 [kW]	Virkningsgrad motor η_{motor} [%]	Tilført effekt motor P_1 [kW]
Overstrømningsregulering			
Maksimalt tryk	25,8	90,2	28,6
Maksimal hastighed	25,8	90,2	28,6
Load Sensing			
Maksimalt tryk	8,4	84,8	9,9
Maksimal hastighed	4,3	75,4	5,7

Tabel 8.2. Sammenligning mellem tilført effekt til motoren samt virkningsgrad for denne ved overstrømningsregulering og Load Sensing

Effektfordelinger ved overstrømningsregulering og Load Sensing

I figur 8.3 og 8.4 ses effektfordelinger for overstrømningsregulering for to belastningstyper:

1. Maksimalt tryk
2. Maksimal hastighed

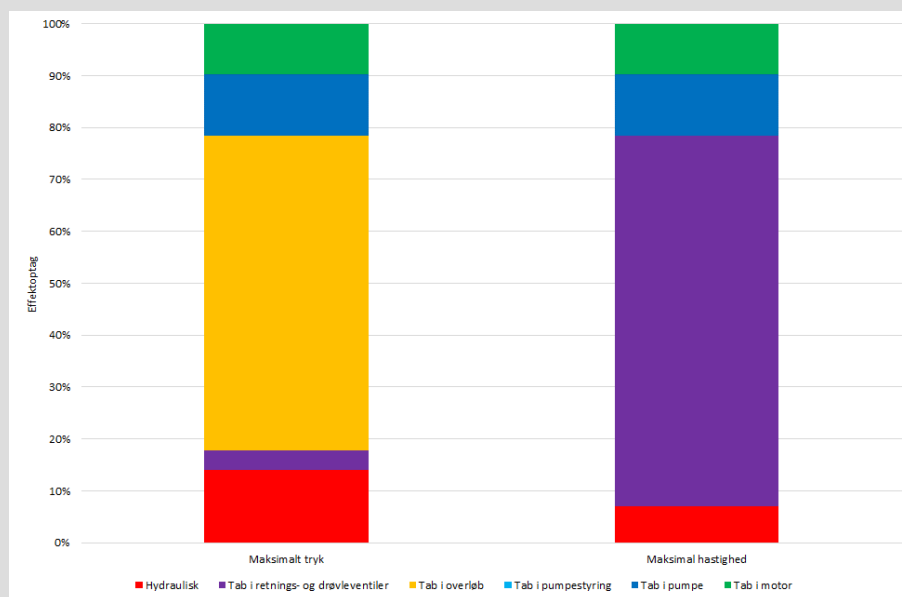
Ved overstrømningsregulering og belastningstypen maksimalt tryk ses, at 61% af den tilførte effekt til motoren tabes i overløbet. Tabene i pumpen og motoren ligger på henholdsvis 12% og 10%.

Ved belastningstypen maksimal hastighed ses, at 71% af den tilførte effekt tabes i drøvle- og retningsventilen. Tabene i pumpen og motoren ligger på henholdsvis 12% og 10%.

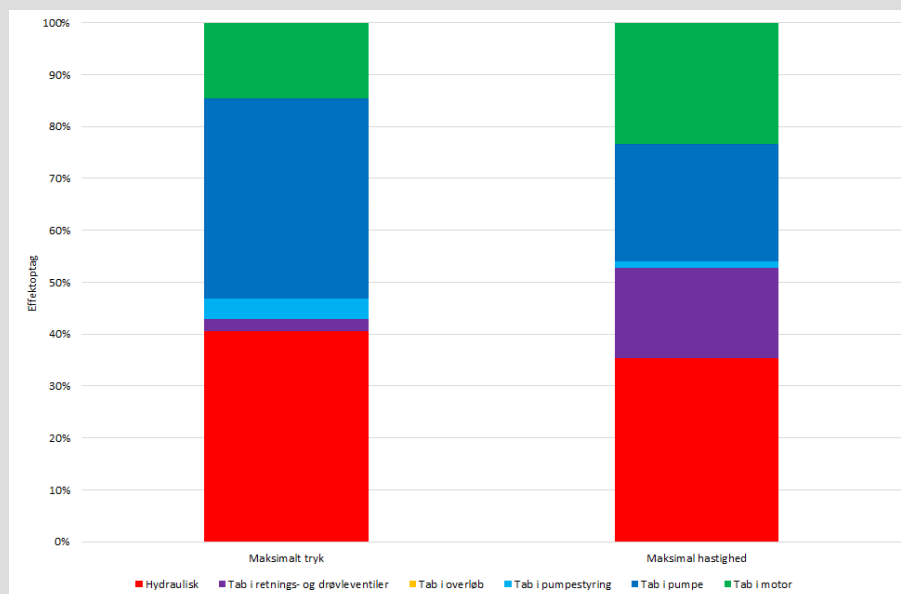
Tabet i overløbet ved belastningstypen maksimalt tryk er næsten det samme som tabet i drøvle- og retningsventilen ved belastningstypen maksimal hastighed, - henholdsvis 65% og 71%. Tabet i motoren er det samme hvilket skyldes, at motorens belastningsgrad er uændret.

Ved Load Sensing og belastningsformen maksimalt tryk ses af figur 8.4, at 4% af den tilførte effekt til motoren tabes i pumpestyringen.

Tabene i pumpen og motoren ligger på henholdsvis 38% og 14%.



Figur 7.7.3.4. Effektfordelinger ved overstrømningsregulering.



Figur 7.7.3.5. Effektfordelinger ved Load Sensing.

Ved belastningsformen maksimal hastighed ses, at 18% af den tilførte effekt tabes i retningsventilen, mens 8% tabes i pumpestyringen.

Tabene i pumpen og motoren ligger på henholdsvis 23% og 23%.

Det samlede tab i retningsventilen og pumpestyringen stiger betydeligt, når belastningsformen ændres fra maksimalt tryk til maksimal hastighed. Styringstabets andel af motorens effektøptag stiger således 13%. Stigningen skyldes væsentlig forøgelse af tryktabet i retningsventilen som følge af det forøgede flow. En forøgelse der ikke opvejes af reduktionen af tryktabet i pumpestyringen.

Tabet i pumpen falder, når belastningsformen ændres fra maksimalt tryk til maksimal hastighed. Det skyldes, at pumpens virkningsgrad stiger fra 55% til 71%. Tabet i motoren stiger når belastningsformen ændres fra maksimalt tryk til maksimal hastighed. Det skyldes, at motorens belastningsgrad bliver lavere.

Virkningsgraden er generelt ikke særlig god på hydrauliksystemer, men i eksemplet er det tydeligt, at Load Sensing er markant bedre.

I situationen med maksimal kraft (200 bar og 12 l/min) ligger totalvirkningsgraderne for overstrømningsregulering og Load Sensing på henholdsvis 14% og 41%.



I situationen med maksimal hastighed (20 bar og 60 l/min) ligger totalvirkningsgraderne for overstrømningsregulering og Load Sensing på henholdsvis 7% og 35%.

Det skal dog understreges, at Load Sensing ikke altid er den mest fordelagtige reguleringsform. Den tilpasser sig nemlig altid trykket til anvendelsesstedet med det største behov med deraf følgende øget tryktab hos samtlige andre anvendelsessteder på systemet.

Det må vurderes i det enkelte tilfælde hvilken reguleringsform, der vil være mest hensigtsmæssig.

9 Målinger af flow, tryk og effektoptag

9.1 Dataindsamling

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

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

9.2 Målinger

9.2.1 Spotmåling

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

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

9.2.2 Kontinuerte målinger

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

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

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

For større hydraulikanlæg, hvor der f.eks. er flere pumper der betjener hydrauliksystemet i parallel, hvor pumpen er med variabelt displacement eller er frekvensreguleret, anbefales det,

at der udføres samtidige målinger af pumpetryk og effektoptag. Dette sker ved at der foruden effektmetret monteres en tryktransducer på hver pumpes trykside med en tilhørende datalogger. På de fleste hydraulikanlæg er der etableret trykstuds til dette formål. Hvis det ikke er tilfældet, kan det være nødvendigt at afmontere manometrene og benytte disse studs. Det er nødvendigt at samarbejde med et hydraulikfirma eller lignende, hvis man ikke er i besiddelse af udstyr til denne type målinger. Det er efterfølgende nødvendigt at synkronisere målingerne af trykvariationerne og variationerne i effektoptag, da målingerne udføres med to forskellige stykker udstyr.

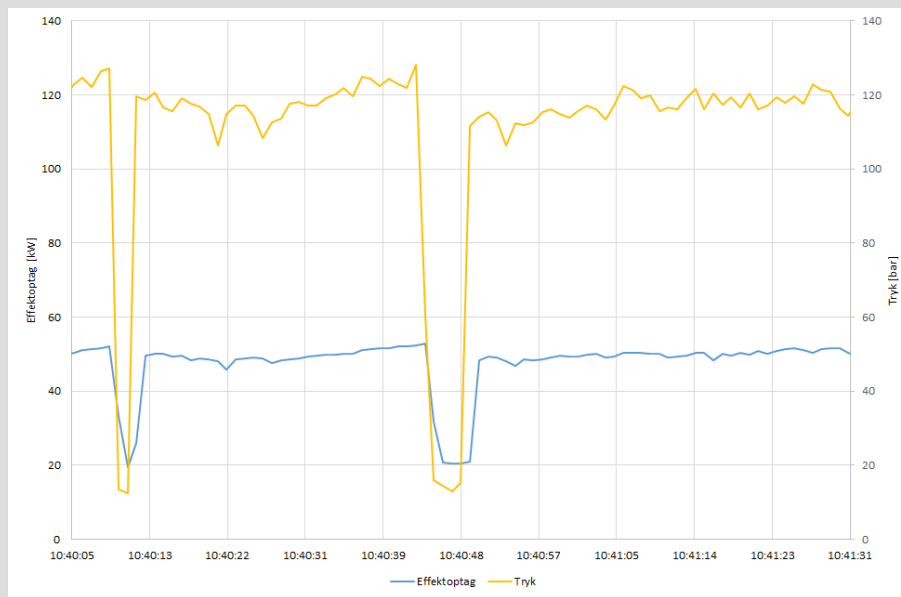
Der burde ligeledes udføres målinger af flowet i hydrauliksystemet, og helst fra hver pumpe. Flowmålinger kræver i sagens natur at hydraulikanlægget standses, så der kan monteres (og senere demonteres) en flowmåler. Dette er ofte ikke muligt af hensyn til den/de processer, som hydraulikanlægget betjener.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



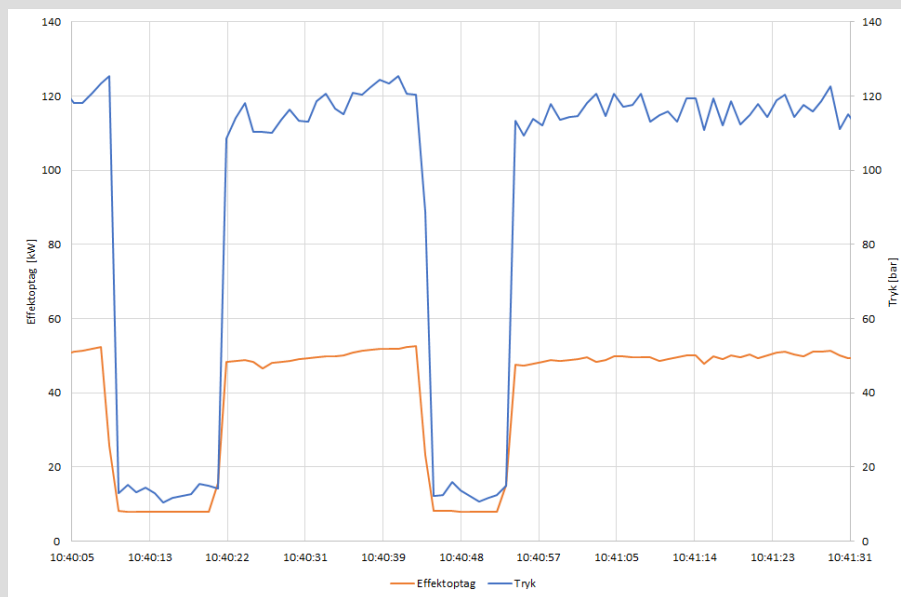
Figur 9.2.1 Trykudtag

9.2.3 Fejl på hydraulikpumpen

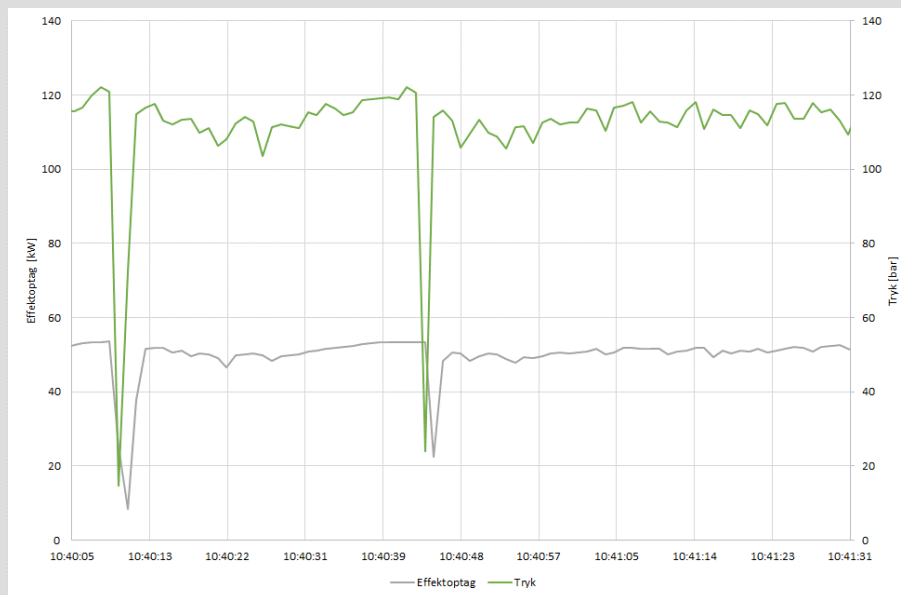
I hydrauliksystemer med pumper der har variabelt displacement ses nogle gange at pumpernes evne til at vinkle ned er defekt, så pumpens effektoptag er uforholdsmæssigt højt under aflastningsperioder. Dette kan normalt identificeres blot ved at undersøge effektoptaget ud fra kontinuerte målinger og sammenholde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



Figur 9.2.3.2.2. Sakselinje, pumpe nr. 1.



Figur 9.2.3. Sakselinje, pumpe nr. 2.



Figur 9.2.4. Sakselinje, 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 effekttab under aflastet drift på 14,5 kW (19,4 kW - 4,9 kW, hvor de 4,9 kW er det hydrauliske tab), hvilket antyder at pumpen er defekt. Det foreslås derfor, at pumpen udskiftes til en anden pumpe med fast displacement.

Desuden foreslås det at én af hydraulikpumperne udrustes med frekvensregulering, så hydrauliktrykket kan styres trinløst og efter behovet. Det er beregnet, at den samlede årlige energibesparelse svarer til ca. 135.300 kWh svarende til 62.500 kr.

Det antages at investeringen ved at udskifte den defekte pumpe og etablere frekvensregulering vil udgøre i alt ca. kr. 111.500 kr.

Eksempel 11 – NLMK Dansteel A/S, HPL-linjen (Varmretter)

Hydrauliksystemet for HPL'systemet er bestykket med i alt fem identiske Bosch Rexroth A4VS0-250 DR hydraulikpumper. Denne pumpetype er aksialstempelpumper med variabelt displacement.

De to af pumperne 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.



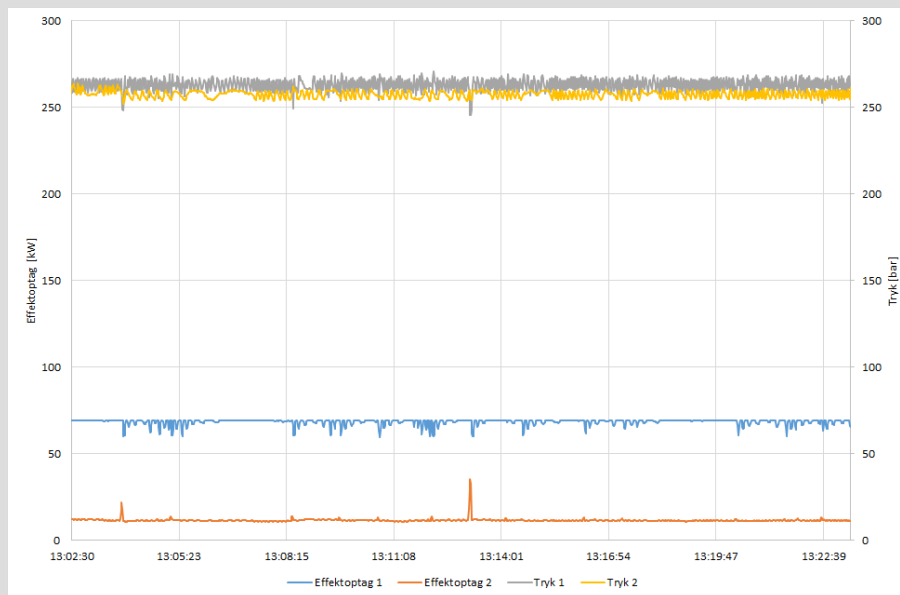
Figur 9.2.3.3. Hydraulikpumper til HPL-linjen

Hydraulikpumpernes ydelse styres ved at regulere pumpernes displacement, og desuden er pumperne udrustet med omløbsventiler, så overskydende hydraulikolie aflastes til en fælles tank for alle pumperne. Det var 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 cylindrene 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.

Det ses, at effektoptaget for pumpens motor aldrig kommer under ca. 60 kW. Dette til trods for at varmretteren kun modtager ca. 15 – 20 plader i timen (ved normal produktion) og at selve processen i varmretteren tager ca. 20 sekunder. Pumpen burde derfor køre i standby i størstedelen af tiden.

Målingerne viser desuden at hydraulikpumpe nr. 2 stort set kører i standby hele tiden. Den har et standby forbrug på 12-13 kW.



Figur 9.2.5 HPL-linjen, pumpe 2.

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 og pumpe 2 afbrydes
- Hydraulikpumpe nr. 2 bringes til at køre alene
- Hydraulikpumpe nr. 1 udskiftes med en ny fast pumpe der udrustes med frekvensregulering for trinløs ydelse og pumpe 2 afbrydes

Det er beregnet at hvis hydraulikpumpe nr. 1 udskiftes med en ny fast hydraulikpumpe, der er udrustet med frekvensregulering, vil den årlige elbesparelse udgøre 415.700 kWh svarende til 215.300 kr.

Det antages at investeringen ved at udskifte pumpen og etablere frekvensregulering vil udgøre i alt ca. kr. 124.000 kr.

10 Designprogrammer

10.1 Motor Systems Tool

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

I Motor Systems Tool er det muligt at designe et energieffektivt system og regne på de enkelte delkomponenter hver for sig. Desuden er det muligt at designe komponenternes kapacitet på en sådan måde, at deres størrelse er tilpasset hinanden, så det samlede system bliver energieffektivt.

Motor Systems Tool opererer med data for motorer, transmissioner og belastninger (ventilatorer, pumper, trykluftkompressorer, kølekompresorer, hydraulikpumper og anden motordrift), der giver mulighed for at beregne energiforbrug, virkningsgrader m.m. på et overordnet niveau, det vil sige i en enkelt driftssituation. Det er f.eks. ikke muligt at indtaste specifikke forbrugsprofiler, således at der kan regnes forskellige forbrugsvariationer.

I figur 10.1 ses data fra en hydraulikpumpe, som er indtastet i MotorSystemTool. Der er valgt en 110 kW IE3 motor som er nettilsluttet.



Figur 9.2.3.1. Indtastning i MotorSystemTool

Der er, som det ses i figur 10.2, indtastet et arbejds punkt for pumpen i applikationsberegneren vedr. hydraulik. Ved det angivne flow (276 l/min) og tryk (155) er virkningsgraden for pumpen beregnet til ca. 87 %.

Systemets totalvirkningsgrad er, som det ses i figur 10.1, beregnet til 82 %.

The screenshot shows a software window titled 'Hydraulikpumpe' with several tabs: Ventilator, Vandpumpe, Hydraulikpumpe, Trykluft, Kølekompresor, and Anden motordrift. The 'Hydraulikpumpe' tab is active. At the top left, the formula $P_4 = \frac{Q \cdot \Delta p}{600} [kW]$ is displayed. To the right, two input fields are shown: 'Volumenstrøm Q [l/min]' with a value of 276 and 'Trykstigning Delta p [bar]' with a value of 155. Below these are two buttons: 'Last profil A 12 faste punkter' and 'Last profil C Logaritmisk', each with an 'Indfør data' button. At the bottom, four output fields are displayed: 'P4 - Belastning Udgangseffekt [kW]' (71,30), 'Ny beregnet Virkningsgrad [%]' (86,60), 'P3 - Hast [rpm]' (1450), and 'P4 - Belastning Indgangseffekt [kW]' (82,33). An 'OK' button is located at the bottom right.

Figur 9.2.3.2. Indtastning af arbejds punkt i applikationsberegner

Motor Systems Tool program kan downloades via nedenstående link.

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

10.2 Hydraulik Tool

Der er udviklet et nyt beregningsværktøj, der benytter motorberegningkernen fra Motor Systems Tool og hvor forbrugsprofiler for flow og tryk i et hydraulikanlæg 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.

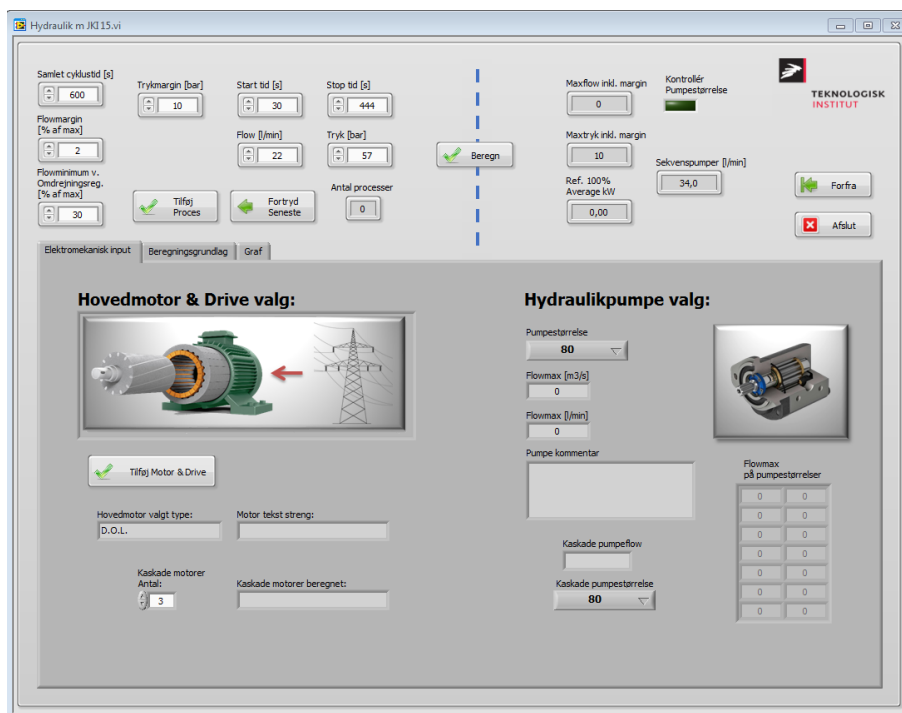
Beregningsværktøjet tager udgangspunkt i systemer med én pumpe og systemer med flere ens pumper. Grundlæggende set skal der altid foretages en overordnet vurdering af opbygningen. Hvis der er store variationer i samtidige trykbehov, vil det altid være det højeste tryk, der bestemmer driften og selv med Load Sensing eller EFM vil der være begrænsninger i den opnåelige energioekonomi. I sådanne tilfælde bør det overvejes at benytte flere separate pumper, som f.eks. en højtryks- og en lavtrykspumpe. Hvis beregningsværktøjet skal anvendes i sådanne tilfælde, kan beregningerne gentages med processerne opdelt på systemer med forskelligt tryk.

I værktøjet defineres et sammensat hydrauliksystems enkelte processer, dvs. flow- og trykbehov samt varighed. Hvis tryk og flow varierer i processen, må den opdeles i stykkevis konstante stykker.

Ved lastsækning, dvs. tomgangskørsel, regnes der med en belastning af pumpen på et trykbehov på nul + en trykmargen samt et flow på nul + en flowmargen.

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.

Værktøjet kan kun regne på hydrauliksystemer med én pumpe. Hvis der er to pumper, behandles disse hver for sig og effekterne lægges sammen. Hvis der er to forskellige cyklostider, lægges arbejdet sammen, dvs. effekt · cyklostid.



Figur 9.2.3.1

Der skal endvidere vælges en motor og eventuelt en frekvensomformer samt en pumpe. Der kan vælges mellem asynkronmotorer, permanentmagnet motor og synkron reluktansmotorer.

Der kan vælges en pumpe i størrelsen fra 28 til 250 cm³ pr. omdrejning.

Der kan regnes på ni forskellige systemer:

1. Trykregulering ved konstant flow
2. Flowregulering ved konstant tryk
3. Load sensing
4. Omdrejningstalregulering ved konstant tryk
5. Konstant tryk og flow
6. Konstant tryk og flow - trykaflastet
7. Omdrejningstalregulering ved load sensing

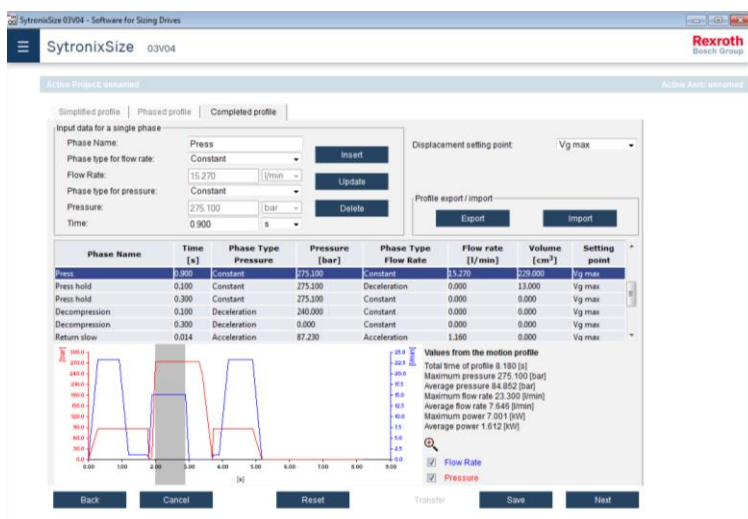
8. Trinindkobling ved konstant tryk
9. Trinindkobling ved trykregulering

10.3 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 det muligt at få beregnet følgende parametre for den specificerede hydrauliske proces:

- Total cyklistid
- Maksimalt tryk
- Gennemsnitligt tryk
- Maksimalt flow
- Gennemsnitligt flow
- Maksimalt effektbehov
- Gennemsnitligt effektbehov

De er alle 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 at gøre forskellen mellem maksimalt og gennemsnitligt flow mindre, hvilket bl.a. vil bevirke at forskellen mellem det maksimale og gennemsnitlige effektbehov indsnævres og at energiforbruget til processen reduceres.



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

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

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

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

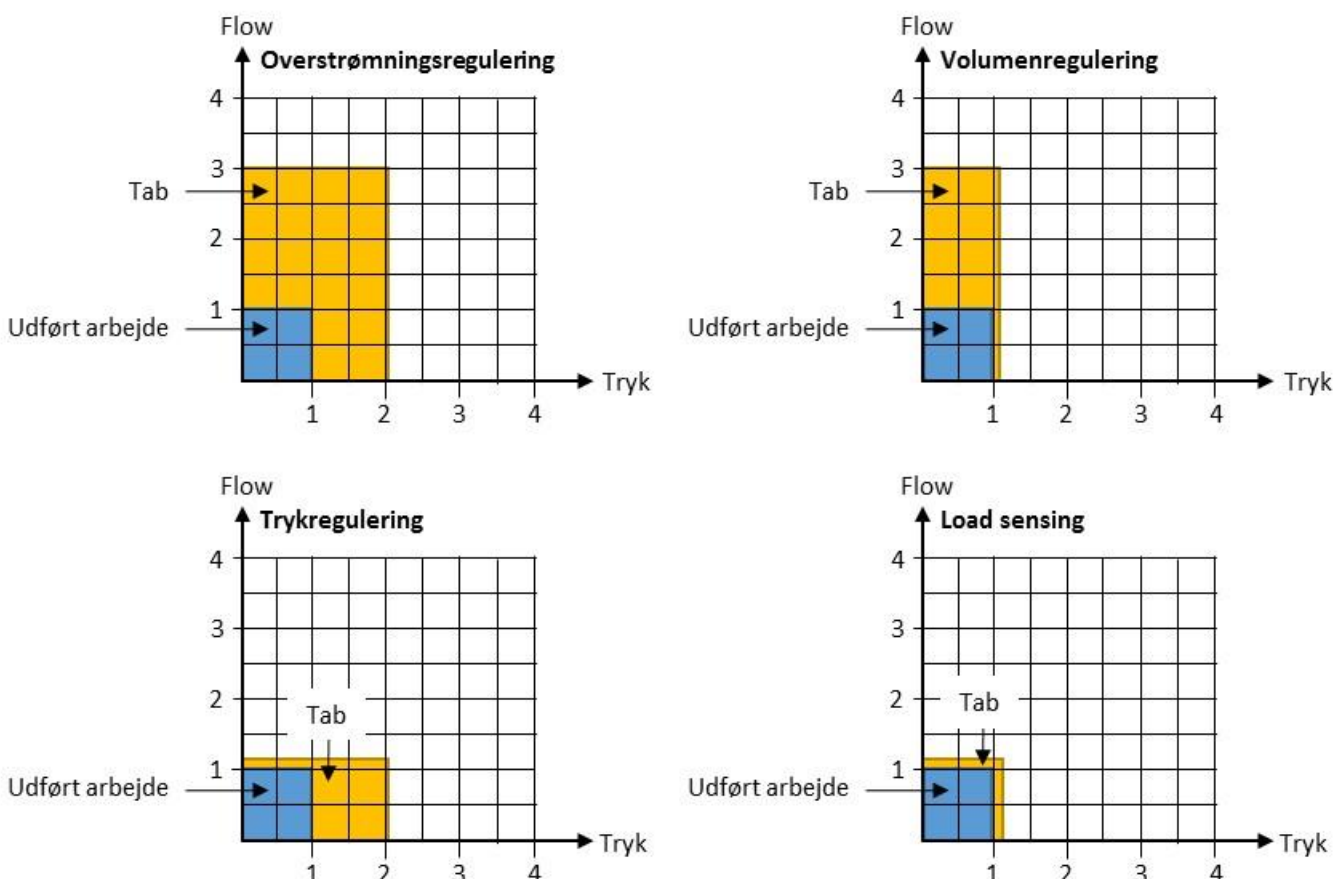
11 Energioptimal drift

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

11.1 Pumperegulering

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

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



Figur 9.2.3.1. Tab ved forskellige typer styring af hydrauliksystemer

I det følgende er de forskellige pumpereguleringstyper kortfattet beskrevet.

11.2 Pumper med fast displacement

11.2.1 Overstrømningsregulering

Ved overstrømningsregulering, der stadig er almindelig forekommende i industrien, drives 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.

11.2.2 Trykregulering

Ved trykregulering holdes hydraulikpumpens afgangstryk, så systemtrykket kun er standby trykket (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.

11.2.3 Omdrejningstalregulering

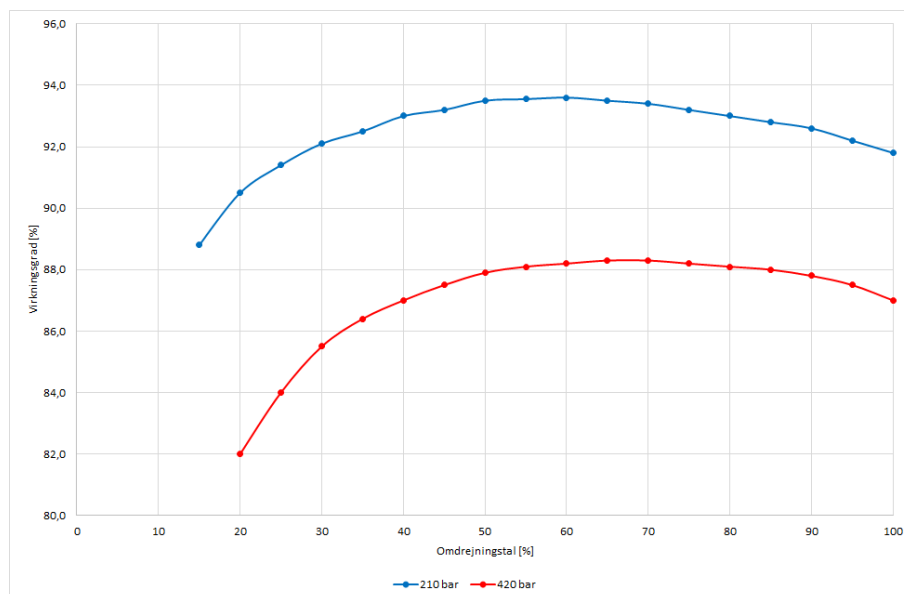
Som nævnt tidligere er der gennem de senere år sket en betydelig udvikling af omdrejningstalregulering til pumper, blæsere etc., der har medført at frekvensregulering er blevet en gængs, driftssikker og billig teknologi. Derfor er det også blevet almindeligt at udruste såvel eksisterende og nye pumper med fast displacement med omdrejningstalregulering, så pumpens ydelse tilpasses trinløst til det aktuelle behov.

I langt de fleste tilfælde er omdrejningstalregulering tilstrækkelig hurtig til at kunne nå at rampe op eller ned, så det ønskede systemtryk opretholdes indenfor de fastsatte grænser. I de tilfælde hvor forbruget har store, pludselige variationer kan det være nødvendigt at drive hydraulikpumpen(-erne) med et tryk, der lidt højere end systemtrykket, og derved tillade et vist flow gennem en overstrømningsventil, så det ønskede minimumstryk i systemet kan opretholdes. I yderste konsekvens kan det blive nødvendigt at etablere en akkumulator for at kunne imødegå store, pludselige behovsvariationer. Hvis der er forholdsvis kortvarige (få minutter) perioder, hvor pumpen skal yde et højt flow kan det være en mulighed at køre hydraulikpumpens motor oversynkront og med kortvarig overbelastning for at der leveres tilstrækkeligt flow/tryk. Det ødelægger ikke elmotoren så længe at overbelastningen er forholdsvis kortvarig, så motoren ikke bliver for varm.

Hvis det er muligt at anvende denne mulighed, bliver hydrauliksystemet både billigere og mere energieffektivt, da det undgås at etablere en akkumulator eller at hydraulikpumpen er i overstørrelse.

I figur 11.2.1 ses virkningsgrader for en pumpe som funktion af omdrejningstallet (i procent) og trykket. Som det ses, er virkningsgraden stort set konstant i området fra 30 til 100 % af nominelt omdrejningstal. Først når omdrejningstallet kommer under 30 % af det nominelle sker der en betydelig reduktion af virkningsgraden.

Trykket har som det ses en væsentlig betydning for virkningsgraden. Jo lavere tryk der kan benyttes jo højere virkningsgrad, kan der opnås.



Figur 11.2.1 Virkningsgrad som funktion af omdrejningstallet (i procent) og trykket.

11.2.4 Hydraulisk aflastning under standby

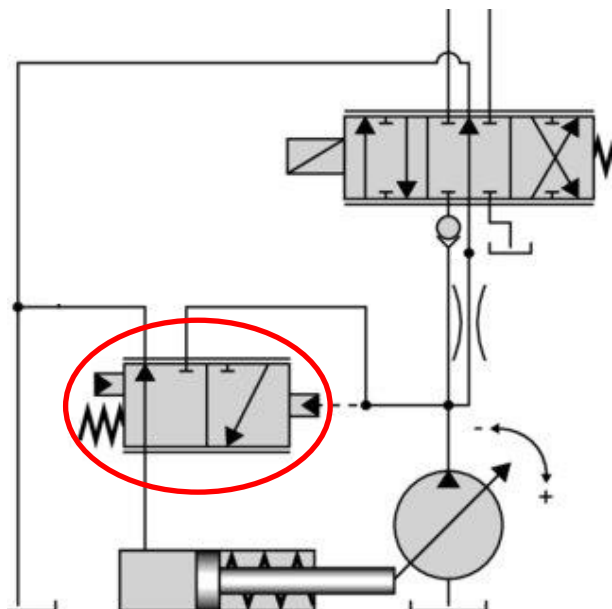
I nogle tilfælde er hydraulikanlæg i drift i længere perioder uden egentlig belastning, og selvom effektoptaget er lavere end under lastet drift kan effektoptaget stadig være ret højt. Samtidig kan perioderne uden belastning udgøre en stor del af den samlede driftstid. I få tilfælde kan det være en mulighed helt at standse hydraulikpumpen efter f.eks. et driftssignal fra det maskineri der betjenes. Men i de fleste tilfælde er det ikke en mulighed, da hyppige start/stop medfører øget slid på pumpen og kan medføre overbelastning af elmotoren. I stedet bør det overvejes at etablere hydraulisk aflastning af hydraulikpumpen. Hvis hydraulikpumpen er med fast displacement, kan det gøres ved at indskyde en retningsventil efter pumpen, der aflaster pumpen direkte til tanken, således at trykstigningen over pumpen er minimal. I systemer med pumper der har variabelt displacement kan der indskydes en on/off ventil efter pumpen, og herved få hydraulikanlægget til at fungere efter samme ide som et Load Sensing system under standby. Ventilen indbygges så den spærrer for pumpen under standby perioder, idet pumpens LS signal tages efter ventilen. Herved vinkles pumpen helt ud og pumpen arbejder kun op mod et minimalt tryk svarende til pumpens LS-indstilling på 15-20 bar.

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

11.3 Pumper med variabelt displacement

11.3.1 Flowregulering

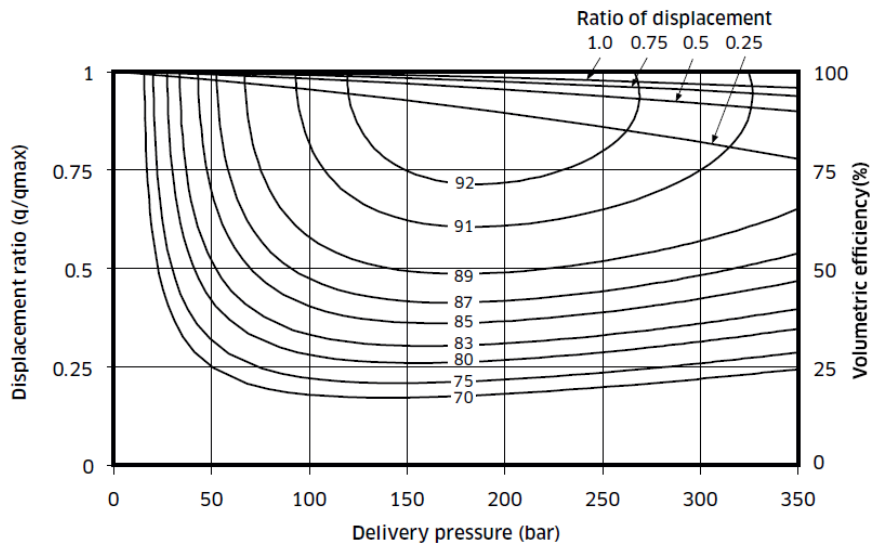
Ved flowregulering justeres hydraulikpumpens fortrængning, så flowet tilpasses behovet, mens trykket holdes fast. Hvis en ventil åbnes og behovet stiger falder trykket i systemet, hvorved pumpens automatik øger pumpens fortrængning for at kompensere for det faldende tryk. Figur 11.3.1 viser et eksempel på flowregulering.



Figur 11.3.1 Flowregulering af en pumpe med variabelt displacement /3/.

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

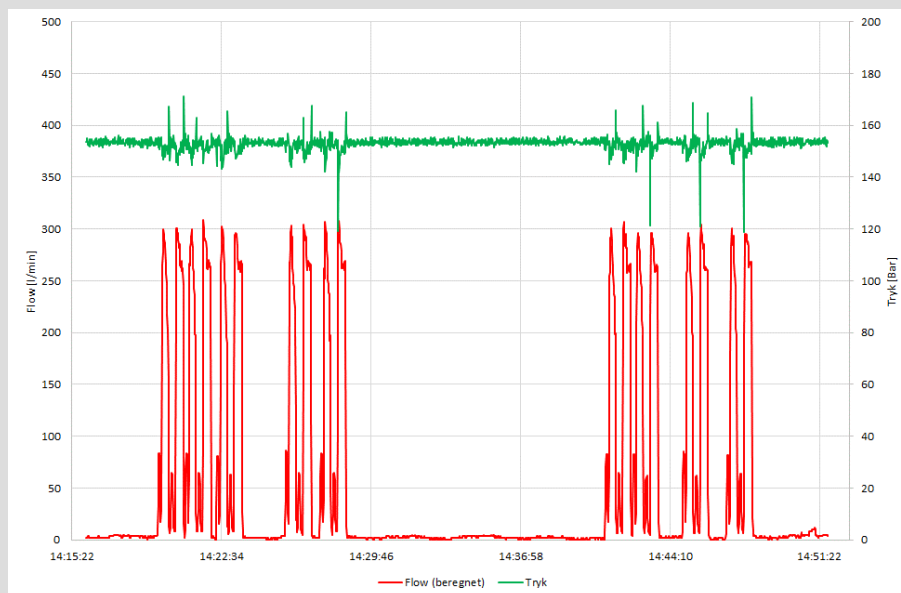
Trykket i cylinderen styres af reguleringsventilen der ses over cylinderen. Ventilen er fjederbelastet i den højre ende, og fjederbelastningen er indstillet til det ønskede afgangstryk fra pumpen. Ventilens anden ende belastes af trykket fra pumpen. Hvis trykket fra pumpen er lavere end svarende til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



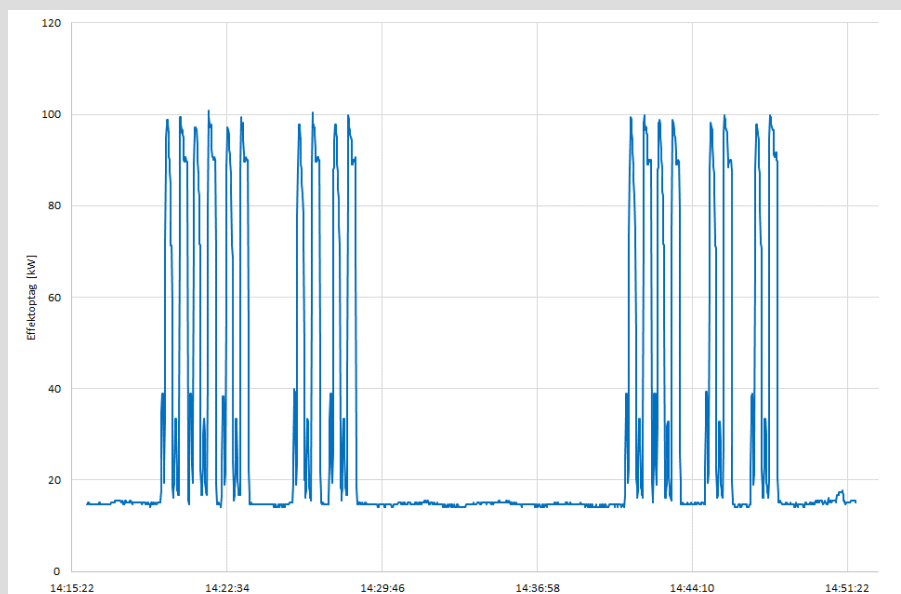
Figur 11.3.2 Virkningsgrad for pumpe som funktion af deplacement forhold og tryk.

Eksempel 12 – Trykregulering af en pumpe med variabelt displacement

I figur 11.3.3 og 11.3.4 ses beregnet flow samt målinger af tryk og effektoptag på en pumpe med variabelt displacement.



Figur 11.3.3 Beregnet flow og målt tryk.



Figur 11.3.4 Målt effektoptag.

På figur 11.3.3 ses, at flowet varierer mellem 0 og 300 l/min., mens trykket stor set er konstant på 155 bar.



På figur 11.3.4 ses, at effektoptaget varierer mellem 16 og 100 kW. De 16 kW er en grundbelastning, som er til stede selv ved et flow på 0 l/min.

Som det ses, giver reduktioner af displacementet anledning til væsentlige reduktioner af effektoptaget. Pumpetypen er derfor velegnet i systemer med varierende flowbehov.

11.3.2 Omdrejningstalregulering

Pumper med variabelt displacement kan ligeledes eftermonteres med omdrejningstalregulering, som det er tilfælde for pumper med fast displacement.

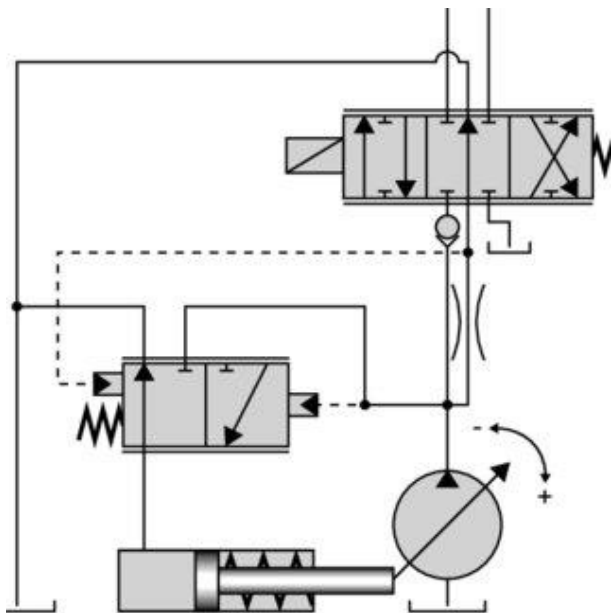
Som nævnt i kapitel 11.2.3 bør det altid overvejes om kortvarige perioder med højt flow kan imødegås ved at lade hydraulikpumpen og dermed dennes motor køre overbelastet for herved at undgå enten en akkumulator eller en pumpe, der er for stor i det meste af driftstiden.

11.3.3 Energieffektive reguleringskoncepter

Der har i de seneste årtier været fokus på energieffektivitet i forbindelse med udviklingen af hydrauliske komponenter, reguleringer og systemkoncepter. Som følge heraf er den mulige fleksibilitet for hydrauliksystemer øget væsentligt, hvilket har givet mulighed for at konstruere energieffektive systemer med høj styrbarhed. Implementeringen af energieffektive systemer er dog ikke helt enkel, idet det kræver at hydraulikkonceptet nøje matches med behovet for ydelse (volumen, tryk, arbejds cyklus etc.) i det enkelte tilfælde. I dag anvendes der i langt de fleste tilfælde hydraulikpumper med fast omdrejningstal, hvor pumpens ydelse styres af overløbsventil eller med displacement regulering. Udviklingen af energieffektive motorer, reguleringssystemer for motorer, kontrolsystemer for hydrauliktryk og -volumen, f.eks. EFM (Electrohydraulic Flow Matching – Bosch Rexroth, figur 4.3.5), 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.

11.3.3.1 Load Sensing

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



Figur 11.3.3.1. Load Sensing (mængde) regulering af en pumpe med variabelt displacement

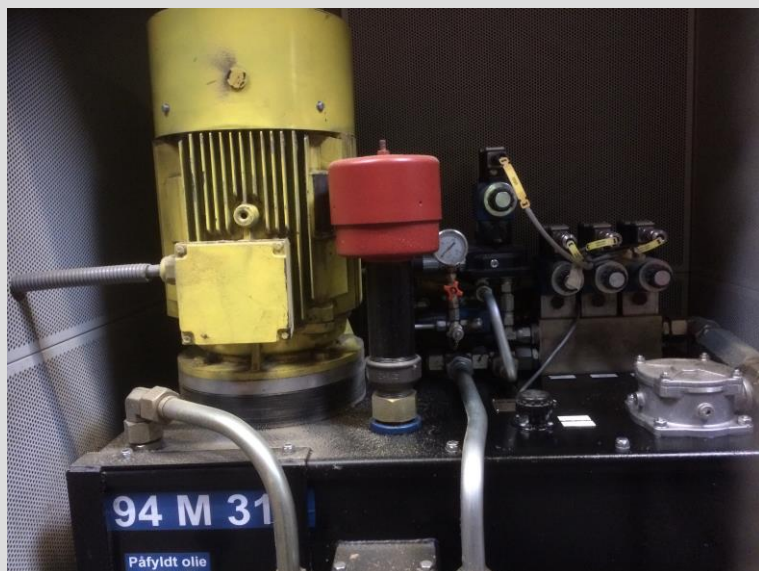
Det ses, at reguleringen ligner systemet fra trykregulering meget. Forskellen er, at der er tilføjet én yderligere trykforbindelse mellem hydrauliksystemet og reguleringsventilens højre ende. Herved er ventilens glider nu påvirket af både pumpens afgangstryk og trykket ude i hydrauliksystemet foruden fjederen. På den måde er det muligt at holde en trykforskel mellem

pumpens afgangstryk og trykket i systemet, svarende til fjederens forspænding (ca. 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.

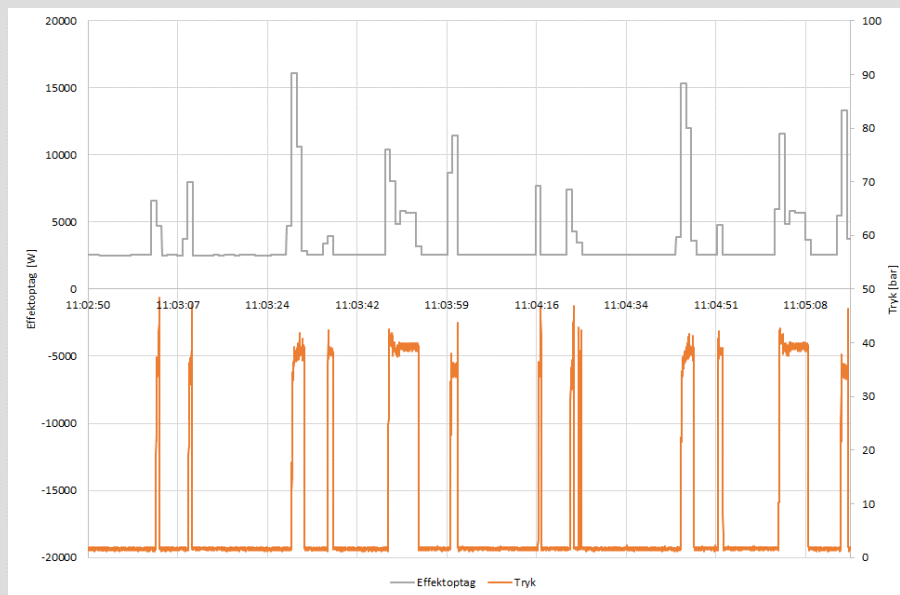
Eksempel 13 – Load Sensing (Saint Gobain Isover A/S, Palleteringsanlæg)

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.



Figur 11.3.3.2. Hydrauliksystem for palleteringsanlæg



Figur 11.3.3.3

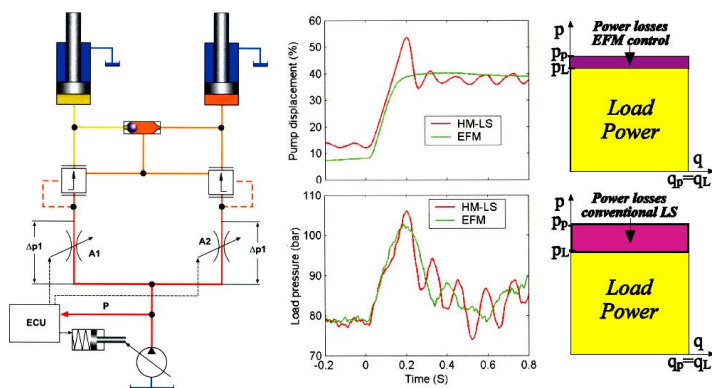
I middel er den optagne effekt ca. 3,5 kW. Det betyder, at hydraulikstationen har en nettovirkningsgrad på ca. 43%, hvilket ikke er imponerende. I dette tilfælde er det muligt at øge virkningsgraden af hydraulikstationen ved enten at etablere frekvensregulering af hydraulikpumpen eller ved at etablere 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.

11.3.3.2 EFM (Electrohydraulic Flow Matching)

EFM (Electrohydraulic Flow Matching) kan forbedre effektiviteten, stabiliteten og den dynamiske 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 deplacement, 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



Figur 11.3.3.4. Electrohydraulic Flow Matching

rør.

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

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

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

Eksempel 14 – Sammenligning af reguleringsformer

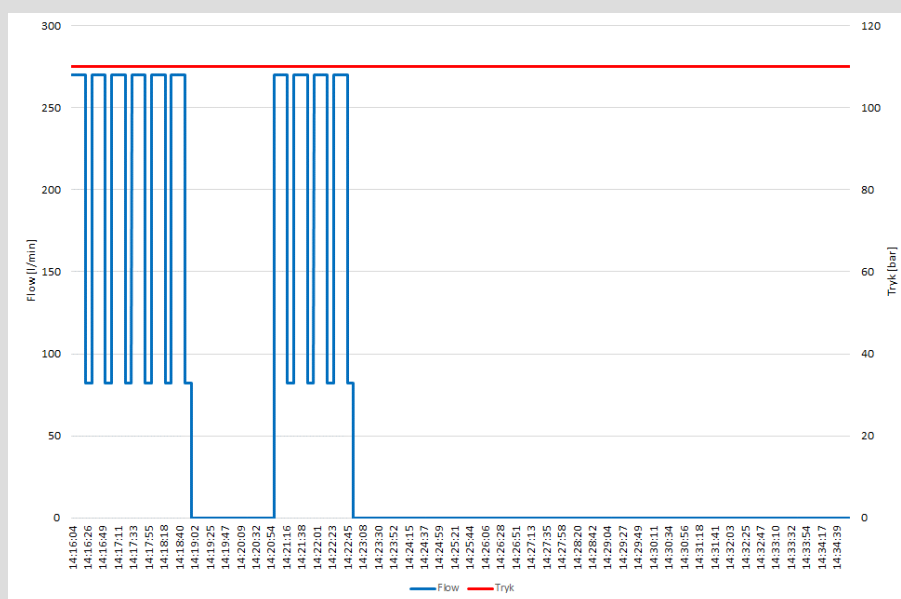
I figur 11.5 ses driftsprofilen for hydraulikpumpen til Slabsovn 2.

Pumpen har 6 cykler á 20 sekunder hvor den leverer ca. 276 l/min ved et tryk på 160 bar og 6 cykler á 9 sekunder hvor den leverer ca. 82 l/min ved et tryk på 160 bar.

Herefter kører den i 120 sekunder med et flow på 0 l/min ved et tryk på 160 bar.

Pumpen har derefter 4 cykler á 20 sekunder hvor den leverer ca. 276 l/min ved et tryk på 160 bar og 4 cykler á 9 sekunder hvor den leverer ca. 82 l/min ved et tryk på 160 bar.

Herefter kører den i 720 sekunder med et flow på 0 l/min ved et tryk på 160 bar.



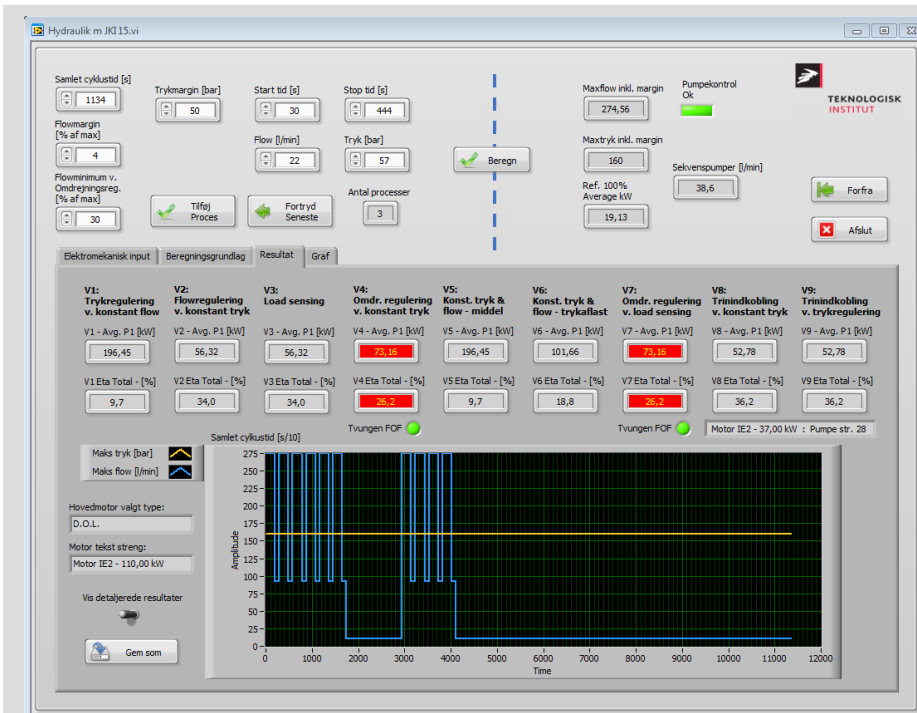
Figur 11.3.3.5. Driftsprofil for Slabsovn 2

Pumpen er med variabelt displacement (variabelt flow) og konstant tryk. Ved 0 l/min optager pumpens motor ca. 14 kW.

I figur 11.6 ses de elektromekaniske input. Der benyttes en IE2 motor på 110 kW og en hydraulikpumpe på 250 ccm.

I figur 11.7 ses beregningsgrundlaget. Beregningsgrundlaget er hentet ind som en tekstfil via knappen "Hent data". Disse data svarer til det der er vist i figur 11.5.

Endvidere er der indtastet en flowmargin på 4 % og en trykmargin på 50 bar.



Figur 11.3.3.8. Resultat

I figur 11.8 ses resultatet af beregningerne. Som det ses, er trinindkobling ved konstant tryk og trinindkobling ved trykregulering de mest energieffektive reguleringsformer.

Totalvirkningsgraderne for disse reguleringsformer er 36,2 %.

Ved flowregulering ved konstant tryk, som benyttes nu, er totalvirkningsgraden 34 % lavere.

Pumpen er i virkeligheden for stor, da den kan yde ca. 344 l/min. En beregning viser, at hvis der skiftes til en pumpe på 200 ccm, vil totalvirkningsgraden ved flowregulering ved konstant tryk kunne forbedres til 38,5 %.

Grunden til de relativt lave totalvirkningsgrader er perioden på 720 sekunder, hvor pumpen ikke leverer noget flow men kører i tomgang. Hvis pumpen kunne afbrydes, ville totalvirkningsgraden kunne forbedres til ca. 54 %.

12 Tjekliste

I tjeklisten er angivet en række forhold, som har indflydelse på hydraulikanlæggets drift og energieffektivitet, og som bør undersøges nærmere. De forhold der bør undersøges nærmere, er beskrevet udførligt i vejledningen i optimering af hydrauliksystemer og i designvejledningen.

Aktiviteter	Tjek i forbindelse med besøg	Forhold, der bør undersøges nærmere
Behovsanalyse	Dokumentation, herunder skitser/tegninger for anlægget samt typer og antal af tilsluttede udstyr og processer	Undersøg om der findes dokumentation, herunder tegninger for anlægget samt typer og antal af tilsluttede udstyr og processer: <ul style="list-style-type: none"> • Brug tegninger til at få et overblik over anlægget. Indtegn hoved- og forbrugsledninger på tegningen • Typer, antal og placering af udstyr og processer
	Anlæggets opgave	Undersøg om anlægget passer til opgaven: <ul style="list-style-type: none"> • Undersøg om hydraulik er den bedst egnede teknologi til løsning af opgaven eller om der findes alternativer, f.eks. direkte drift med el
	Tryk fra hydraulikpumper og trykfald i anlæggets komponenter	Undersøg, om trykket fra hydraulikpumpen er for højt og om der er store trykfald i anlæggets komponenter: <ul style="list-style-type: none"> • Undersøg om det leverede tryk fra pumpen er væsentligt højere end det nødvendige (eksempelvis tryk i cylindre) • Aflæs eller mål trykfald over anlæggets komponenter eller på udvalgte rørstrækninger
	Flow	Undersøg, om flowet er korrekt: <ul style="list-style-type: none"> • Foretag beregninger af det/de nødvendige flow til de tilkoblede komponenter (flowet kan tilnærmelsesvis beregnes ud information om hastighederne for cylindre anden aktuatorer)



Aktiviteter	Tjek i forbindelse med besøg	Forhold, der bør undersøges nærmere
	Behovsvariationer	Undersøg hvorledes behovet varierer: <ul style="list-style-type: none"> • Foretag målinger af trykket og effektoptaget i en periode, der indeholder mindst 3-4 procescyklusser
Energioptimal drift	Styring og regulering af anlægget	Undersøg hvilken reguleringsform, der passer bedst til hydraulikanlægget ud fra målinger af behovsvariationer
Systematisk, energibevidst vedligehold	Anlæggets service og vedligeholdelsestilstand	Undersøg om der foretages regelmæssig service og vedligeholdelse på anlægget: <ul style="list-style-type: none"> • For at sikre en lang levetid på hydraulikanlægget, er det vigtigt, at man får anlægget efterset jævnligt, helst én gang årligt af en kompetent hydrauliktekniker



13 10 gode råd

1. Undersøg om hydraulik er den bedst egnede teknologi til løsning af opgaven eller om der findes alternativer, f.eks. direkte drift med el
2. Reduktion af driftstid
3. Reduktion af flow
4. Reduktion af tryk
5. Reduktion af tryktab i rørsystem og komponenter
6. Optimering af pumpevirkningsgrad
7. Optimering af motorvirkningsgrad
8. Anvendelse af akkumulatorer
9. Regulering af flow efter behov
10. Sørg for energieffektiv drift og systematisk vedligehold

14 Referencer

Andre hjælpeværktøjer – links – kilder

Håndbøger

- /1/ Den store blå om Systemoptimering, 1. udgave, Dansk Energi, 2015, Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut), Sandie Brændgaard Nielsen (Teknologisk Institut) og Jørn Borup Jensen (Dansk Energi). ISBN 978-87-91326-11-0
- /2/ Håndbog i Energirådgivning - Hydraulik, DEFU, 1999, Johannes Thuesen (Energirådgivning Fyn), Thomas Brændgaard Nielsen (DEFU) og Lise Boye-Hansen (DEFU)
- /3/ Hydraulik Ståbi, 1. udgave, Nyt Teknisk Forlag, 1996, Peter Winfeld Rasmussen. ISBN 87-571-1325-9

Rapporter, kataloger, vejledninger, pjecer og standarder

- /4/ Kortlægning af motorbestanden i jern- og metalindustrien, Teknisk rapport 397, DEFU, 1998, Hans Henrik Hansen (DEFU)
- /5/ Kortlægning af motorbestanden i nærings- og nydelsesmiddelindustrien, Teknisk rapport 411, DEFU, 1998, Hans Henrik Hansen (DEFU)
- /6/ Energoptimering ved industriel hydraulikanvendelse, Teknisk rapport 345, DEFU, 1995, Hans Andersen (DEFU), Flemming Lundager (DEFU) og Jørgen Hvid (Dansk Energi Analyse)
- /7/ Energoptimering af industriel hydraulik, Teknisk rapport 387, DEFU, 1997, Thomas Brændgaard Nielsen (DEFU)



Hjemmesider

Dansk Energi

www.danskenergi.dk

ELFORSK

www.elforsk.dk

Energistyrelsen

www.ens.dk

Teknologisk Institut

www.teknologisk.dk

Bosch Rexroth A/S

www.boschrexroth.com