

Check altid ved hjælp af “Den lille blå om Sparepumper”, når du projekterer, udskifter og rådgiver - der er penge at spare.

Formand for Foreningen af Danske Pumpefabrikanter Søren Smedegaard

“Den lille blå om Sparepumper” er håndbogen der henvender sig til alle der arbejder med optimering og projektering af pumper og pumpesystemer. Bogen er velskrevet og dækker bredt de fleste emner inden for pumpning. Samtidig er den så struktureret, at læseren kan bruge den som både lærebog og opslagsværk. De mange gode eksempler giver på en let tilgængelig måde en indføring i energieffektiv dimensionering af pumper. En af bogens store styrker er, at den ikke kun fokuserer på optimering af pumperne men i lige så høj grad på den transportopgave og det system, der stiller kravene til pumperne. “Den lille blå om Sparepumper” bør derfor findes i håndbogssamlingen for enhver der beskæftiger sig med optimering af pumpe-systemer.

*H. Ulf Christensen
Fagchef, Energi & Miljø
Birch & Krogboe A/S
Medlem af foreningen for Energi og Miljø*

Opbygning og indhold gør, at “Den lille blå om Sparepumper” er et godt og brugbart hjælpemiddel, når man som energirådgiver arbejder med optimering af pumpe-systemer.

*Energirådgiver Jan Blæsbjerg,
Energicenter Aalborg*

Den lille blå om Sparepumper®

EL
SELSKABERNE
I DANMARK

www.sparepumpe.dk

Den Lille blå om Sparepumper

Forfatter: Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut) og Otto Paulsen (Teknologisk Institut)

Redaktionsgruppe: Thomas Lykke Pedersen (ELFOR), Jørn Borup Jensen (ELFOR) og Jens Erik Pedersen (Energirådgiveren).

Bogen udgives i forbindelse med elselskabernes Sparepumpekampagne 2004 - 2006.

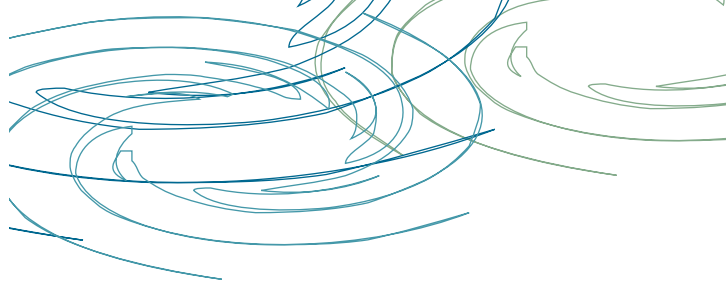
Udgiver ELFOR

Grafisk design og forside: Courage Euro RSCG

*Tryk: A-Print ApS, Espergærde
Miljøcertificeret ISO 14001*

Oplag: 10.000 stk., 1. udgave 2004

ISBN-nummer: 87-91326-11-7



**LÆS HER OM SPAREPUMPER ELLER BESØG:
WWW.SPAREPUMPE.DK**

Indholdsfortegnelse

01	Forord	3
02	Sparepumpekampagnen	4
03	Energibevidst projektering	6
3.1	Planlægning og projektering	6
3.2	Stil krav til entreprenøren - dokumentation ved aflevering af nyanlæg og service	7
04	Pumpning - anvendelsesområder	10
4.1	Cirkulation	10
4.2	Transport	14
4.3	Trykforøgning	16
05	Behovsanalyse	17
06	Pumpeprincipper	21
6.1	Cirkulationssystem	21
6.2	Transportsystem	25
6.3	Trykforøgersystem	27
07	Pumpeanlægget	28
7.1	Rørsystem	28
7.2	Ventiler	34
7.3	Øvrige anlægskomponenter	40
7.4	Centrifugalpumper	45
7.5	Motorer	59
08	Vejledende nøgletal	61
8.1	Fjernvarmeværker	61
8.2	Kedelcentraler og fjernvarme bruger installationer	62
8.3	Vandværker	64
09	Målinger - flow, tryk, effekt, temperatur ...	65
9.1	Flow	65
9.2	Tryk	72
9.3	Effekt	74
9.4	Temperatur	75
9.5	Vejledende metode til bestemmelse af pumpeanlæggets totalvirkningsgrad η_t og pumpens virkningsgrad η_p	75
10	Drift	78
10.1	Driftsforhold ved ændring af pumpens omdrejningstal og ved drøvling af pumpen ..	78
10.2	Driftsforhold ved parallelkoblede pumper ...	82
11	Principper for regulering	86
11.1	Omløbsregulering	86
11.2	Drøvleregulering	87
11.3	Omdrejningsregulering	88
11.4	Regulering af parallelkoblede pumper	96
11.5	Niveauregulering	100
11.6	Temperaturregulering	104
12	Elforbrug i varmeanlæg	107
12.1	Belastningsprofiler for varmeanlæg	107
12.2	Valg af aktuelle belastningsprofiler	115
13	Vedligeholdelse	125
14	Tjekskema for pumpeanlæg	127
15	10 gode råd	130
16	Andre kilder	131



GOD LÆSELYST!

Forord

"Den lille blå om sparepumper" er tænkt som et hurtigt og lettilgængeligt opslagsværk for alle, der arbejder med energieffektive pumper, hvad enten det er elselskabernes energirådgivere, VVS-installatører, rådgivende ingeniører, arkitekter eller tekniske ansvarlige i boligforeninger, erhvervslivet og kommunale institutioner.

Energieffektiv pumpning betyder besparelser på brugernes elregning og er med til at nedbringe CO₂ udslippet til gavn for miljøet. Elselskaberne i Danmark udfører et stort arbejde med at rådgive dansk erhvervsliv om fordelene ved at reducere energiforbruget. Heldigvis er mange virksomheder opmærksomme på, at der kan opnås åbenlyse fordele ved at tænke og handle energirigtigt. "Den lille blå om sparepumper" kan være et godt og brugbart hjælpemiddel når pumperne trænger til en renovering eller skal udskiftes.

Med håbet om, at "Den lille blå om sparepumper" vil tjene sit formål, vil jeg ønske alle god læselyst og samtidig håbe, at bogen vil være et uundværligt værktøj i dagligdagen, i bestræbelserne på at energieffektivisere pumpeanlæg.

God læselyst!



Hans Duus Jørgensen
Direktør for ELFOR

Sparepumpekampagnen

Elselskabernes energirådgivere udfører et stort arbejde for at nedbringe elforbruget. I den forbindelse er der i 2004 igangsat en landsdækkende kampagne omkring **Sparepumper**[®]. Intentionen er at brugeren ved enten opførelse af et nyt anlæg eller reovering af et eksisterende monterer energieffektive pumper tilpasset opgaven.

Privat- og samfundsøkonomisk fordel

At udskifte en ældre udtjent pumpe til en Sparepumpe kræver selvfølgelig en merinvestering i forhold til en pumpe magen til den eksisterende. Set over pumpens levetid, som i Danmark gennemsnitlig er 13 år, er der dog ingen tvivl om at en Sparepumpe vil give såvel en økonomisk gevinst til forbrugeren samt spare samfundet for et betydeligt CO₂ udslip. Eksempelvis vil en Sparepumpe i et varmeanlæg til 20 boligblokke have tjent sig ind på under 5 år i forhold til en traditionel pumpe og efter 10 år vil boligselskabet have tjent ca. 8000 kr. ved en elpris på 80 øre/kWh.

Sparepumpelisten

Sparepumper med en særlig høj effektivitet kan optages på elselskabernes Sparepumpeliste. For at afgøre om en pumpe kan klassificeres som en Sparepumpe må der skelnes mellem om pumpen er af typen vådløber eller tørløber. For **vådløbere**, der anvendes i varmeanlæg, vurderes om det **årlige energiforbrug** er tilstrækkeligt lille sammenlignet med det årlige energiforbrug for en tilsvarende størrelse pumpe med et "normalt forbrug". For pumper af typen **tørløbere til varmeanlæg** stilles der også krav til det **årlige energiforbrug**. For tørløbere der ikke anvendes i varmeanlæg stilles der krav til **virkningsgraden** i det

driftspunkt ved nominelt omdrejningstal, hvor pumpens virkningsgrad er højest.

Definitionen for en vådløber og tørløber til varmeanlæg adskiller sig fra tidligere kampagner for Sparemotorer og Spareventilatorer. Her er det virkningsgraden der er den bestemmende faktor. Årsagen til denne ændring er at pumpens driftspunkt i varmeanlæg som oftest ligger langt fra det dimensionerende driftspunkt.

For pumper til varmeanlæg vil følgende oplysninger kunne ses på Sparemotorlisten:
Fabrikat, Pumpetype, P1 angivet i Watt, Q, dim angivet i m³/h og H, dim angivet i mVs. For pumper uden for varmeanlæg er følgende oplysninger givet: Fabrikat, Pumpetype, P1, Eta max, Q for Eta max og H for Eta max.

Vælg derfor altid en pumpe fra Sparepumpelisten ved projektering eller reovering af pumpe-systemer. (se: www.sparepumpe.dk)

Vi håber bogen her vil medvirke til en større anvendelse af sparepumper til gavn for brugeren og samfundet.

Med venlig hilsen



Thomas Lykke Pedersen
Marketingkoordinator for ELFOR



Jørn Borup Jensen
Forskningskoordinator for ELFOR

Energibevist projektering

3.1 Planlægning og projektering

Planlægning og projektering af pumpesystemer er hyppigt en af de sidste aktiviteter ved etablering af nye industrianlæg eller ved nybyggeri. Tidspresset er ofte stort i denne fase, og da energiforbruget i pumpesystemer ofte betragtes som værende ubetydeligt, er det almindeligt, at energibesparelspotentialer på dette område undervurderes.

Praktiske erfaringer har vist, at der uden væsentlige merinvesteringer kan opnås store driftsbesparelser, såfremt man fra den tidlige projekteringsfase systematisk vurderer muligheder for at reducere energiforbruget til pumpning:

- Kan pumpeopgaven reduceres (minimering af nødvendigt flow og nødvendig løftehøjde)?
- Kan pumpesystemet med fordel sektioneres/opdeles?
- Kan der med fordel anvendes pumper i paralleldrift?
- Hvilken reguleringsform passer bedst til pumpeopgaven (behovsvariationer over tid)?
- Hvordan indgår forbruget til pumpning i forhold til andre elforbrugende komponenter som ventilatorer og kompressorer?
- Hvordan indreguleres pumpesystemet?
- Hvorledes skal pumpesystemet overvåges og vedligeholdes?

3.2 Stil krav til entreprenøren - dokumentation ved aflevering af nyanlæg og service

For at kunne projektere energibevist er det vigtigt, at der skabes et konstruktivt samarbejde mellem bygherren, den projekterende og entreprenøren.

Entreprenøren kan gøres til en medspiller i den energibeviste projektering. I udbudsmaterialet kan man kræve at entreprenøren specificerer alternative energieffektive pumpeopløsninger og disses eventuelle mér-investeringer og tilbagebetalingstid.

Få for eksempel entreprenøren til at udarbejde tilbud på et pumpesystem med en sparepumpe og en lidt billigere løsning uden sparepumpe, ved at stille krav til LCC – Life Cycle Cost.

Under og efter indgåelse af kontrakt med entreprenøren er det vigtigt at virksomheden eller dennes energigransker fører konstruktiv dialog med entreprenøren, så det sikres at fokus på energieffektive løsninger fastholdes under entreprisens detailprojektering og udførelse.

LCC-beregning (Life Cycle Cost) $LCC = C_c + C_o + C_m$				
Udfyldes af tilbudsgiver	Timer/ år	Alternativ 1		Alternativ 2
		Normal pumpe		Sparepumpe
Anlægspris i henhold til tilbud (C_c)		6.400		12.000
Udstyrets levetid (vædløbere 10 år)				
Driftsudgifter:		Effekt (W)	LCC	Effekt (W)
		kr./år		kr./år
Eforbrug ved fuld ydelse	438	452	1.590	403
Eforbrug ved 75% ydelse	876	427	3.000	254
Eforbrug ved 50% ydelse	3.066	379	9.300	184
Eforbrug ved 25% ydelse	4.380	313	10.960	105
Energiomkostninger C_e	8.760	2.485	24.850	1.140
Service og vedligehold C_m		200	2.000	200
$LCC = C_c + C_e + C_m$			33.250	25.400
Tilbagebetalingstid for merinvestering				4,7

Energibevidst indkøb og projektering Skema for bedømmelse af udstyrs energieffektivitet (Udfyldes af virksomheden)

Virksomhed: A/B Brøndbyvester Boulevard	Vi l udstyret køre i dellest i væsentligt omfang:
System: Varmeanlæg til 20 boligblokke	Nej ___ Ja ___x___ Varighedskurve for effektoptag vedlagt
Systemets forventede brugstid: 8.760 timer pr. år	Elpris: 80 øre/kWh
"Fluid ydelse" svarer til (beskriv ydelsen, eller giv tal herfor):	Virksomhedens rentabilitetskrav (f.eks. maks. tilbagebetalingstid): 5 år
Flow = 12,7 m ³ /h Løftehøjde = 5,0 m	

Yderligere oplysninger:	Alternativ 1	Alternativ 2
Er der automatik, som stopper pumpen ved tomgang?	Ja	Ja
Er der udstyring?	Ja	Ja
Er der anden automatik, som reducerer energiforbruget?	Nej	Ja
Er alle komponenter energieffektive (herunder elmotorer, pumper, ventiler, rørforinger m.m.)	Ja	Ja
Krav til vedligehold for fastholdelse af lavt energiforbrug	Ja	Ja

Table 3. 1. Tabel som kan anvendes i forbindelse med energibevidst indkøb og projektering.

Pumpning - anvendelsesområder

I energitekniske anlæg er pumper almindeligt anvendte komponenter. De anses ofte for at være sekundære komponenter i de anlæg, hvor de indgår, men er dog en nødvendig forudsætning for at anlæggene fungerer efter ønskede krav. Pumper anvendes til flere formål som afhænger af netop de anlæg, hvor de indgår. Der er dog tre hovedformål med pumpning:

- Cirkulation
- Transport
- Trykforøgning

4.1 Cirkulation

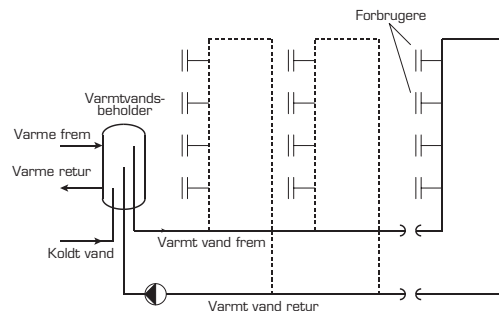
Ved cirkulationsanlæg er pumpens opgave at pumpe en given mængde væske rundt i et lukket anlæg. Der findes flere forskellige typer lukkede anlæg hvori pumper indgår. De mest udbredte er:

- Centralvarmeanlæg
- Brugsvandsanlæg
- Fjernvarmeanlæg
- Luftkonditioneringsanlæg
- Industrianlæg

I centralvarmeanlæg skal pumper være dimensioneret til at kunne levere en nødvendig vandmængde fra en kedel eller en veksler typisk til et radiatoranlæg, ved en dimensionerende udetemperatur på -12°C . Ved denne udetemperatur skal pumperne kunne levere en vandmængde til radiatoranlægget der er så stor, at varmeafgivelsen fra anlægget sammen med gratisvarmen, bliver lige så stort som bygningens varmetab og således at der kan opretholdes en dimensionerende rum-

temperatur på 20°C . For varmeblader i ventilationsanlæg er det samme gældende, dog kun hvis ventilationsanlægget anvendes til rumopvarmning. Figur 6.1 og 6.2 viser principper af centralvarmeanlæg.

I brugsvandsanlæg er pumpernes opgave at cirkulere varmt brugsvand mellem en varmtvandsbeholder eller veksler og forbrugsstederne. Pumperne skal være dimensioneret efter varmetabet i cirkulationsledningen. I eksempelvis en etageboligbygelse skal pumpens flow være dimensioneret således at temperaturfaldet (grundet varmetabet i cirkulationsledningen) på brugsvandet – fra varmtvandsbeholderen til den yderste forbruger – maksimalt er $3 - 5^{\circ}\text{C}$.



Figur 4.1. Brugsvandsanlæg med cirkulation

Et fjernvarmeanlæg leverer hovedsageligt vand til et stort antal centralvarmeanlæg, men også til industrivirksomheder hvor vandet benyttes til opvarmning af industrielle processer. Dette sker i et vidt forgrenet og udbredt fjernvarmenet.

Fjernvarmevandet opvarmes i værket's kedel og pumpes herfra til forbrugerne, typisk via vekslerstationer. Pumperne i et fjernvarmeanlæg skal være dimensioneret til at kunne levere en vandmængde der er så stor som forbrugerne efterspørger. Denne efterspørgsel afhænger bl.a. af bygningernes varmetab ved dimensionerende udetemperatur, samt tab i transmissionsledninger.

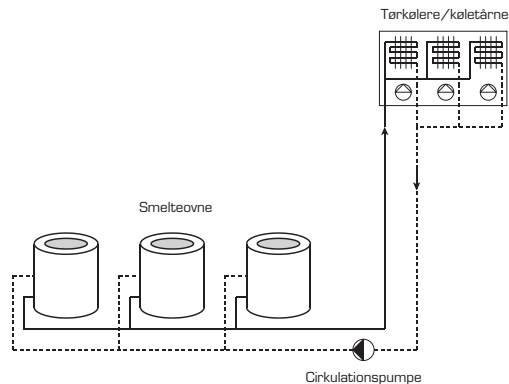
I luftkonditioneringsanlæg spiller pumper en væsentlig rolle for anlæggets drift. Et luftkonditioneringsanlæg skal både kunne køle og opvarme indblæsningsluften, og er derfor bestykket med både køle- og varmeplader. Kølepumperne skal være dimensioneret til at levere en nødvendig vandmængde fra et køleanlæg's fordampere til kølefladerne i luftkonditioneringsanlægget ved en given dimensionerende udetemperatur, typisk 15 - 17°C. Ved denne udetemperatur skal pumperne kunne levere en vandmængde til kølefladerne der er så stor, at der kan opretholdes en passende lav temperatur efter kølefladerne. Temperaturen er meget forskellig afhængig af om kølefladen anvendes til affugtning eller almindelig afkøling af udeluft.

Kondenseringsvarmen fra køleanlægget ledes bort i tørkølere eller køletårne. Dette sker ved at en pumpe cirkulerer vand mellem køleanlæggets kondensator og tørkøleren eller køletårnet. Pumpen skal være dimensioneret til at kunne lede al kondenseringsvarmen væk og således at der kan opretholdes en tilpas lav kondenseringstemperatur på køleanlægget.

Pumperne til varmepladerne skal være dimensioneret til at levere en nødvendig vandmængde fra en kedel eller veksler til varmepladerne i luftkonditioneringsanlægget ved en dimensionerende udetemperatur på -12°C. Ved denne udetemperatur skal pumperne kunne levere en vandmængde til varmepladerne der er så stor, at der kan opretholdes en passende høj rumtemperatur, typisk 18 - 20°C.

I industrien spiller pumper en væsentlig rolle for produktionsudstyrs drift og for produkternes korrekte behandling. Nedenfor er nævnt en række eksempler på anvendelse af cirkulationspumper i industrianlæg.

- Køling af smelteovne på metalstøberier
- Køling af hydrauliksystemer på trykstøbemaskiner i plastindustrien
- Køling og opvarmning af mælkeprodukter på mejerier



Figur 4.2. Cirkulationspumpe til køling af smelteovne på metalstøberi

Opgaverne for cirkulationspumperne i industrien kan, som nævnt, deles i to.

Den ene opgave er at levere en nødvendig mængde kølevand til produktionsudstyr, bl.a. for at undgå havari. Eksempelvis vil en smelteovn havare, hvis tilførslen af kølevand svigter, mens der er smelte i ovnen. Pumperne skal altså være dimensioneret til at levere en så stor mængde kølevand til produktionsudstyret, at den uønskede varmebelastning fjernes.

Den anden opgave er at levere en nødvendig mængde vand til køling eller opvarmning af et produkt. Pumperne skal være dimensioneret til at levere en så stor mængde opvarmet eller nedkølet vand til processen, at produktet opnår en ønsket temperatur.

4.2 Transport

Ved transportanlæg er pumpens opgave at pumpe en given mængde væske fra et sted til et andet i et åbent system. Der findes forskellige typer åbne anlæg hvori pumper indgår. De mest udbredte er:

- Vandforsyningsanlæg
- Kloakforsyning og rensningsanlæg
- Industrianlæg

I vandforsyningsanlæg spiller pumper en helt central rolle. Råvandpumper sørger for at transportere vand fra grundvandsboringen til vandværket og rentvandpumper sørger igen for at transportere vandet videre fra vandværket til forbrugerne.

Rentvandpumper i vandforsyningsanlæg skal være dimensioneret efter et forventet maksimalt forbrug og et ønsket tryk på 30 - 40 mVs. Det ønskede tryk, skal pumperne kunne holde ved varierende forbrug.

I kloaker benyttes pumper til at lede spildevand fra husholdninger og industri til rensningsanlæg. Spildevandet opsamles i brønde eller bassiner og pumpes herfra når vandstanden når et vist niveau. I rensningsanlæg benyttes pumper til at transportere spildevand og slam mellem de forskellige bassiner eller tanke. Pumper i kloakforsyning og rensningsanlæg skal være dimensioneret efter en forventet maksimal belastning. Denne belastning afhænger af hvor mange husholdninger og virksomheder der er koblet på kloakforsyningen og hvor store mængder spildevand disse forventes at udlede.

I industrien spiller transportpumper en væsentlig rolle i produktionen.

Eksempler herpå er:

- Transport af fløde på mejerier og maltafkog (urt) på bryggerier
- Transport af maling og trykfarve
- Transport af køle- og smøremidler til spåntagende bearbejdningsmaskiner
- Dosering af shampoo, sæbe og rengøringsmidler
- Fyldning og tømning af beholdere med olie, kemikalier m.m.

Pumperne dimensioneres individuelt afhængig af deres funktion i pumpesystemet, herunder samspillet med andre komponenter og anlæg. Ved eksempelvis fyldning og tømning af beholdere, vil pumperne typisk være dimensioneret efter at kunne fylde eller tømme beholderne indenfor et ønsket tidsinterval.

4.3 Trykforøgning

Ved trykforøgeranlæg er pumpens opgave at forøge et utilstrækkeligt tryk i væsken. Der findes forskellige typer trykforøgeranlæg hvori pumper indgår. De mest udbredte er:

- Vandforsyningsanlæg
- Dampanlæg

I bygninger der er så høje, at det normale vandværkstryk ikke giver tilstrækkeligt vandledningstryk i de øverste dele af bygningen benyttes pumper til trykforøgning.

Pumper der benyttes til trykforøgning skal være dimensioneret efter en forventet maksimal belastning. Endvidere skal de være dimensioneret efter et lavest tænkeligt tilgangstryk til anlægget samt et ønsket afgangstryk.

I dampanlæg benyttes pumper til at lede fødevand ind i kedlen. For at pumperne kan lede fødevand til kedlen, skal de være dimensioneret til at kunne overvinde et højt tryk inde i kedlen – typisk 8 til 10 bar.

Behovsanalyse

En af de væsentligste faser i energibevidst projektering af pumpe-systemer er behovsanalysen. En ordentligt udført behovsanalyse vil resultere i reducerede omkostninger til installation, drift og vedligehold.

Det første spørgsmål man skal stille sig selv i forbindelse med behovsanalysen er, om det er muligt at undvære pumpe-systemet. Det skal undersøges, om der findes andre løsninger end pumpning, som kan opfylde bygherrens behov/krav og som totalt set er mere økonomiske. En pumpeopgave kan for eksempel helt undgås:

- i køle- eller varmeanlæg, hvor fjerntliggende forbrugere kan forsynes med lokale units, f.eks. split køleanlæg, i stedet for centralanlæg med lange rørstrækninger.
- i industrianlæg, hvor transport af produktet fra en beholder til en anden sker via gravitationsledninger, dvs. i ledninger hvor transporten sker via tyngdekraften.
- hvis en given pumpe-løsning kan dække flere behov.

Det er som oftest ikke muligt at løse opgaven uden pumpning, og man bør så koncentrere arbejdet om, så vidt muligt, at reducere den givne pumpeydelse ved på et hvert givent tidspunkt:

- at mindske den nødvendige volumenstrøm
- at reducere trykkrav
- at minimere driftstiden

Arbejdet med at reducere pumpeydelsen sker indledningsvis ved at analysere pumpebehovet. Dette vil i mange tilfælde være vanskeligt og tidskrævende, eksempelvis hvis analysen omfatter pumpesystemer i forbindelse med industriprocesser, som ofte er komplicerede, eller i varmeanlæg hvor frem- og returtemperaturer styres i afhængighed af udetemperaturen. Analysen kan dog resultere i store ekstra gevinster, tillige i reducerede anlægsomkostninger.

Analysen af de pumpebehov et givent pumpe-system skal opfylde, er en central del af behovsanalysen.

Resultatet af denne analyse bør, for pumpe-systemer til industriprocesser, ende op med konklusioner vedr.:

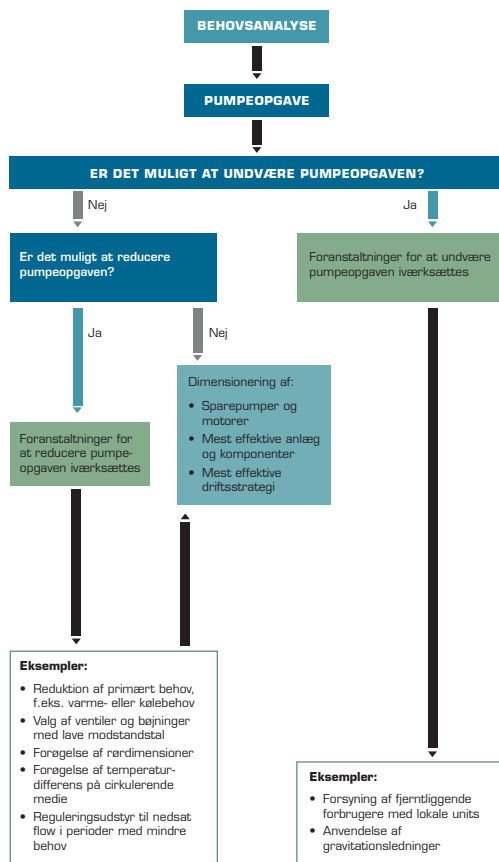
- Maksimal kølevandsbehov pr. procesudstyr eller -maskine. Kølevandsbehovet bestemmes på baggrund af temperaturkrav for processerne og fremløbstemperatur på kølemedie.
- Procesudstyrets eller maskinens variation i køle- eller varmebehov, for at finde variationer i flow.
- Procesudstyrenes eller -maskinernes samtidige vandforbrug (varighedskurven for hele pumpeanlægget).
- Muligheder for procesintegration.
- Kendskab til tappeprogrammer.

For varmeanlæg bør analysen resultere i konklusioner vedr.:

- Dimensionerende varmebehov
- Variation i varmebehov over året, for at finde variationer i flow.
- Varme anlæggets dimensionerende frem- og returtemperatur.
- Om anlægget er bygget som et- eller to-strengs anlæg.

Analysen af muligheden for at reducere pumpeopgaven bør, udover analysen af pumpebehovet, bestå i til ethvert tidspunkt:

- at etablere et samlet overblik over pumpeopgavens omfang og skønnede energiforbrug
- at identificere de parametre, der har størst indflydelse på pumpeeffekten, herunder lokalisere årsager til for store trykfald og/eller for store volumenstrømme
- at vurdere, hvilke optimeringsmuligheder der er mest relevante, herunder at sektionsopdele pumpeanlægget, at etablere parallelkoblede pumper eller at indføre omdrejningstalregulering af pumpen
- at involvere de nødvendige parter i en revurdering af kritiske parametre, f.eks. at drøfte procesudstyrs krav til volumenstrømme med leverandører af procesudstyr.



Figur 5.1. Behovsanalyse, som kan anvendes ved energirigtig projektering og analyse af eksisterende anlæg.

Pumpeprincipper

Pumpeprincipperne kan opdeles i:

- Cirkulation
- Transport
- Trykføringning

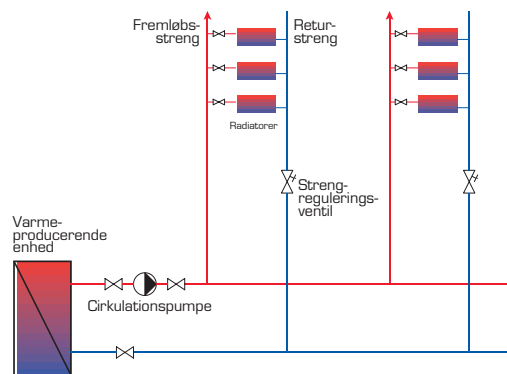
6.1 Cirkulationssystem

I et cirkulationssystem – f.eks. et varmeanlæg, et fjernvarmeanlæg eller et køleanlæg – pumpes væsken rundt i et lukket system. I eksempelvis varmeanlæg er pumpens opgave, at cirkulere en vandmængde mellem en varmeproducerende enhed – f.eks. en fjernvarmeveksler eller kedel – og de varmeafgivende enheder – radiatorer, kaloriferer eller varmeklader i ventilationsanlæg.

Tilsvarende er pumpens opgave i et køleanlæg, at cirkulere en væskemængde mellem en kuldeproducerende enhed og eksempelvis en køleflade i et luftkonditioneringsanlæg eller et procesanlæg.

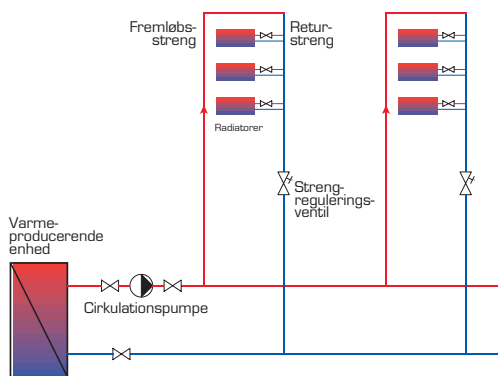
En pumpe i et cirkulationssystem skal ved dimensionerende forhold, eksempelvis en dimensionerende udetemperatur, kunne levere en maksimal væskemængde og en nødvendig løftehøjde. Den nødvendige løftehøjde afhænger af modstanden i rør, ventiler, varme- eller køleflader m.m. ved den maksimale vandmængde. I nogle tilfælde afhænger den nødvendige løftehøjde også af ønsket om et vist differenstryk over nogle af anlæggets komponenter, eksempelvis radiatortermostatventiler i centralvarmeanlæg. Da væsken i et cirkulationssystem vender tilbage til udgangspunktet, skal pumpen ikke overvinde nogen statisk løftehøjde.

I figur 6.1 og 6.2 ses forenklede diagrammer af cirkulationssystemer. Cirkulationssystemerne er et-strengede og to-strengede centralvarmeanlæg, som anvendes i alle sektorer, lige fra boliger og kontorer til industrien.



Figur 6.1. To-strengt centralvarmeanlæg

To-strengede anlæg er den mest almindelige opbygning af et centralvarmeanlæg. De varmeafgivende enheder, som er radiatorer, sidder i parallelforbindelse mellem fremløbs- og returstrengen. På grund af anlæggets opbygning er flowet og anlægsmodtrykket varierende. Når varmebehovet falder lukker radiatortermostatventilerne i, hvorved flowet falder og anlægsmodtrykket stiger. Dette åbner op for muligheden for at etablere en differensstrykregulering på pumper i to-strengede anlæg. Differensstrykregulering af pumper og fordelene ved det, behandles mere detaljeret i kapitel 10.

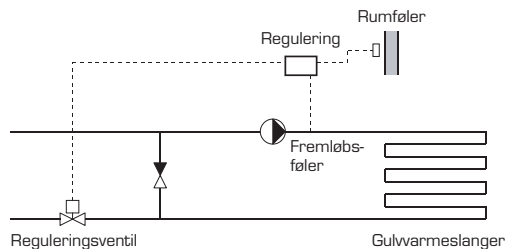


Figur 6.2. En-strengt centralvarmeanlæg

I en-strengede anlæg sidder radiatorerne i række på fremløbsstrengen. Hver radiator by-passes på et rør med reduceret diameter. Når radiatorventilerne åbner, skabes en forbindelse med lav modstand, hvilket bevirker at en del af det varme vand løber den vej i stedet for i by-pass ledningen. På grund af anlæggets opbygning er flowet og anlægsmodtrykket forholdsvis konstant. Det er derfor **ikke** muligt at etablere en differensstrykregulering på pumper i en-strengede anlæg. Hvis der skal etableres regulering af en pumpe i et en-strengt centralvarmeanlæg kan det ske ved at etablere en pumperegulering, der styres af konstant differensstemperatur mellem frem og retur. Denne reguleringsform har dog sine begrænsninger, f.eks. at trykket bliver for lavt således at dele af anlægget ikke får tilført varmt vand.

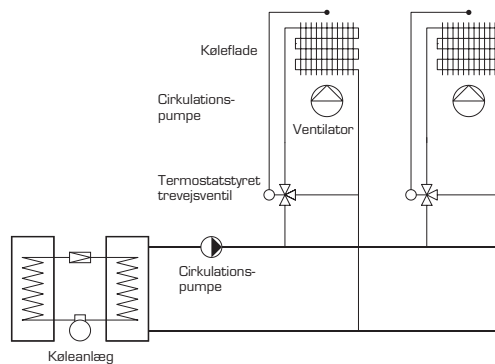
I gulvarmeanlæg med en varmeslange – figur 6.3 – benyttes temperaturregulering, hvilket er en reguleringsform hvor flowet og anlægsmodtrykket er konstant, og hvor det er fremløbstemperaturen der reguleres. Her er det derfor **ikke** muligt at etablere en differenstrykregulering.

I gulvarmeanlæg med flere varmeslanger som forsyner flere rum eller lokaler og som kan afbrydes individuelt, vil det være fornuftigt at etablere en differenstrykregulering på cirkulationspumpen. I gulvarmeanlæg vil temperaturdifferensen mellem frem og retur være lille, idet der tilstræbes en så ensartet overfladetemperatur som muligt.



Figur 6.3. Gulvarmeanlæg med en varmeslange

Diagrammet i figur 6.4 viser den typiske opbygning af et luftkonditioneringsanlæg til køling. De enkelte køleflader bliver temperaturreguleret med en termostatstyret trevejsventil (fordeler ventil). Temperaturreguleringen søger at opretholde en konstant temperatur af ventilationsluften. På grund af anlæggets opbygning er flowet og anlægsmodtrykket i primærkredsen (før trevejsventilen) forholdsvis konstant. Her er det derfor **ikke** muligt at etablere en differenstrykregulering.



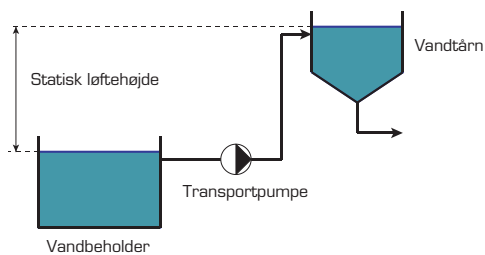
Figur 6.4. Køleanlæg til luftkonditioneringsanlæg

6.2 Transportsystem

I et transportsystem – f.eks. et vandforsyningsanlæg, et renselanlæg eller rørsystemer mellem f.eks. beholdere og procesanlæg på industrivirksomheder – pumpes væsken fra et punkt til et andet. I eksempelvis vandforsyningsanlæg er pumpens opgave at transportere en vandmængde fra vandværket og ud til forbrugerne.

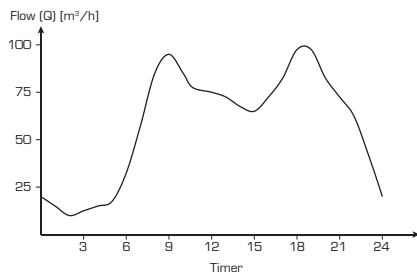
En transportpumpe skal ved dimensionerende forhold kunne levere en maksimal vandmængde og en nødvendig løftehøjde. Den nødvendige løftehøjde afhænger af modstanden i rør og ventiler ved den maksimale vandmængde samt den statiske løftehøjde. Den statiske løftehøjde skal overvindes i det tilfælde, at der er højdeforskel mellem de to vandspejle, som vist i figur 6.5.

I nogle tilfælde afhænger løftehøjden også af ønsket om et vist tryk ved forbrugsstederne. I eksempelvis vandforsyningsanlæg ønsker man at levere vandet ved et bestemt tryk.



Figur 6.5. Forenklet diagram af et transportsystem. I dette tilfælde er transportsystemet et vandforsyningsanlæg, hvor pumpen transporterer vandet fra en vandbeholder til et vandtårn.

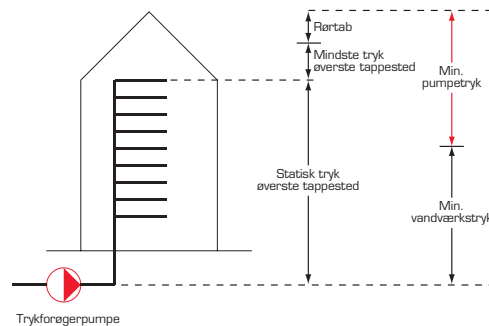
Ved dimensionering af pumper til transportsystemer er det også nødvendigt at tage hensyn til forbrugsmønstret. Transportsystemer er som oftest kendetegnet ved at flowet er meget varierende over driftstiden. I figur 6.6 ses døgnprofilen for et vandforsyningsanlæg. På figuren ses et meget varierende flow over døgnet. Fra et lille flow om natten til store flow om morgenen og om aftenen. Dette har stor betydning ved valg af pumpebestyrelsen. Der skal her vælges en pumpebestyrelse og en reguleringsform der på bedste vis imødekommer disse variationer. Den mest energioptimale reguleringsform for transportsystemer beskrives nærmere i kapitel 11.



Figur 6.6. Døgnprofil for vandforsyningsanlæg

6.3 Trykforøgelse

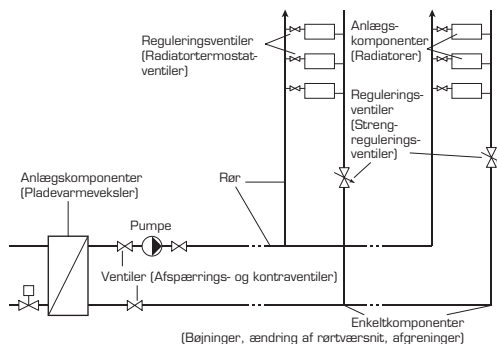
I et trykforøgelsessystem – f.eks. til etageboliger og industrielle dampanlæg – hæves et utilstrækkeligt tryk på en eksisterende væskeledning. I etageboliger er pumpens opgave at sikre et tilstrækkeligt vandledningstryk i de øverste dele af bygningen.



Figur 6.7. Forenklet diagram af et trykforøgelsessystem med krav til trykforøgende pumpe minimumstryk. I dette tilfælde er trykforøgelserne i etageboliger.

En trykforøgende pumpe skal ved dimensionering forhold kunne levere en maksimal væskemængde og en nødvendig løftehøjde. Den nødvendige løftehøjde afhænger af modstanden i rør og ventiler ved den maksimale vandmængde. Endvidere afhænger løftehøjden af differensen mellem vandværkstryk og det ønskede afgangstryk. Ved dimensionering af trykforøgende pumper er det vigtigt at fastlægge det lavest tænkelige tilgangstryk til anlægget, da det har betydning for om pumpen kan levere det forønskede afgangstryk.

Pumpeanlægget



Figur 7.1. Pumpeanlæg med angivelse af de steder i anlægget, hvor der foregår tryktab. Det er pumpens opgave at overvinde disse tryktab ved en ønsket vandmængde.

7.1 Rørsystem

Rørsystemet har indflydelse på pumpeanlæggets energiforbrug gennem friktionsmodstanden i rørene og modstanden i enkeltkomponenterne. I dette afsnit behandles rørene med tilhørende bøjninger, udvidelser og afgreninger (enkeltkomponenter).

Rør

Friktionsmodstanden i rør $H_{rør}$ kan beregnes ved hjælp af nedenstående udtryk:

$$H_{rør} = f \cdot \frac{L}{R} \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ [m]}$$

hvor

f er friktionskoefficienten [dimensionsløs]

L er rørlængden [m]

R er den hydrauliske radius ($R = D/4$, hvor D er rørets indre diameter) [m]

v er væskens hastighed i røret [m/s]

g er tyngdeaccelerationen [m/s²]

Friktionsmodstanden $H_{rør}$ kan omregnes til differensstryk Δp i kPa på følgende måde:

$$\Delta p = 9,81 \cdot H_{rør} \text{ [kPa]}$$

Friktionskoefficienten afhænger af Reynolds tal Re og rørets ruhed k , hvor

$$Re = \frac{v \cdot R}{\nu} \text{ [-]}$$

ν er væskens kinematiske viskositet [m²/s]

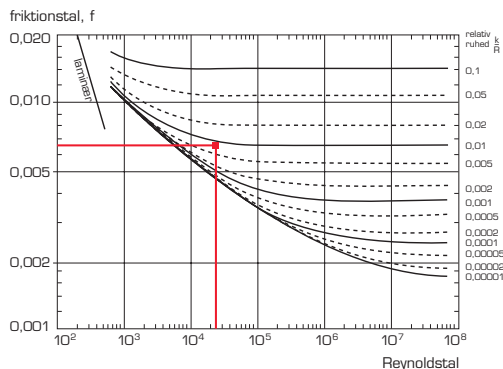
Reynolds tal, mindre end 1.500, svarer til en laminar strømning, dvs. en jævn, rolig strømning uden hvirvler mens Reynolds tal, større end 3.000, svarer til en turbulent strømning med hvirveldannelse i væsken. Ved laminar strømning har rørets ruhed ingen indflydelse på friktionstallet. Ruheden afhænger af hvilket materiale rørene er fremstillet af samt om der er afsætninger i rørene.

Ruhed k [m]	Nye	Med afsætninger
Trukne rør: kobber, rustfri stål	0,000015	0,00015
Plastrør og trukne stålrør	0,00001	0,00015
Svejste og sømløse stålrør	0,00005	0,0005
Galvaniserede stålrør	0,00015	0,001
Støbejernrør	0,0002	0,003

Tabel 7.1. Ruheder i forskellige typer rør

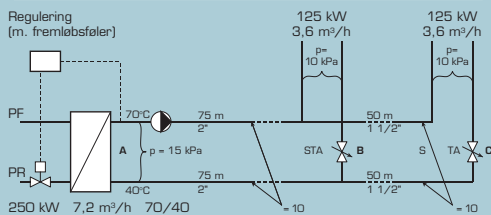
Friktionskoefficienten f kan nu aflæses i et Moody diagram vist i figur 7.2 idet:

$$\text{Relativ ruhed} = \frac{k}{R} \text{ [-]}$$



Figur 7.2. Moody-diagram der viser friktionskoefficienten som funktion af Reynolds tal og den relative ruhed. Den relative ruhed er forholdet mellem ruheden og rørets hydrauliske radius R .

Eksempel 1 – rørmodstand i centralvarmeanlæg



Figur 7.3 princip af centralvarmeanlæg

Beregning af friktionsmodstanden i den 75 m lange fremløbsledning og 75 m lange returledning (strækningen A-B), begge med indre diameter på ca. 0,052 m. Ledningerne er sømløse stålrør, som transporterer en vandmængde Q på 0,002 m³/s (rent vand, 60°C)

Middelhastigheden v i ledningerne kan beregnes til:

$$v = Q/A = 0,002 \text{ m}^3/\text{s} : (\pi/4 \cdot (0,052 \text{ m})^2) = 0,95 \text{ m/s}$$

Den hydrauliske radius R kan bestemmes til:

$$R = D/4 = 0,052 \text{ m}/4 = 0,013 \text{ m}$$

Da den kinematiske viskositet ν for vand ved 60°C er $0,49 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ kan Reynolds tal beregnes:

$$Re = (v \cdot R)/\nu = (0,95 \text{ m/s} \cdot 0,013 \text{ m})/ 0,49 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 2,52 \cdot 10^4$$

Ud fra tabel 7.1 fastsættes ruheden til 0,0001 m, hvorfor den relative ruhed bliver: $k/R = 0,0001 \text{ m}/0,013 \text{ m} = 0,008$

Ved hjælp af figur 7.2 kan friktionskoefficienten f herfter bestemmes til godt 0,0065

Rørmodstanden $H_{rør}$ kan nu beregnes:

$$H_{rør} = 0,0065 \cdot \frac{150 \text{ m}}{0,013 \text{ m}} \cdot \frac{(0,95 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 3,45 \text{ m}$$

Rørmodstanden kan omregnes til 33,8 kPa ($3,45 \cdot 9,81$) og dermed 225 Pa/m.

Rørmodstanden i den 50 m lange fremløbsledning og 50 m lange returledning (strækningen B-C), kan på tilsvarende måde beregnes til 1,6 m, som kan omregnes til 16 kPa.

Væskens hastighed i røret og rørets indvendige diameter har, som vist, stor betydning for friktionsmodstanden og dermed energiforbruget. Som det ses i udtrykket for rørmotstanden stiger denne med strømningshastigheden i anden potens.

Driftstid [h/år]	Nominal rør-dimension, DN [mm]	Maksimal strømnings-hastighed [m/s]	Acceptabel rørmotstand [Pa/m rør]
0 - 4.000	0 - 100	1,0	250
	> 100	1,4	150
4.000 - 8.760	0 - 100	0,7	200
	> 100	1,0	100

Tabel 7.2. Energimæssigt acceptable rørmotstande

Modstanden i enkeltkomponenter H_{komp} som bøjninger, udvidelser, ventiler m.m. kan beregnes af:

$$H_{komp} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ [m]}$$

hvor ζ er komponentens modstandstal [dimensionsløs]

I udtrykket for modstanden ses, at denne stiger med strømningshastigheden i anden potens.

Bøjninger

Et stort antal bøjninger i rørsystemet bør om muligt undgås, da bøjninger øger modstanden og turbulensen i rørsystemet. Bøjningens radius bør være 2 - 4 gange større end rørets diameter. Ved at vælge en bøjning med et radius/diameter forhold på 4 frem for 1, mere end halveres modstandstallet.

Ændring af rørtværsnit

Ved pludselig ændring af rørtværsnit sker der et relativt stort tryktab. Ved en ændring af rørtværsnittet bør der derfor altid anvendes overgangsstykker med en åbningsvinkel så lille som mulig. Tryktabet minimeres med en lille vinkel. Modstandstallet kan reduceres med ca. 70% ved at vælge et overgangsstykker med en åbningsvinkel på 5° frem for et med en åbningsvinkel på 15°.

Afgreninger

I rørsystemer benyttes der ofte afgreninger i form af T-stykker. Afgreningen bør være udført med en krumning således, at væsken naturligt strømmer ud i afgreningen med mindst mulig modstand til følge. Modstandstallet i afgreninger kan reduceres til 1/3 ved at vælge denne type, frem for afgreninger hvor væsken brat skal ændre retning.

Type	Modstandstal ζ
Udvidelse	1,0
Indsnævring	~ 0
45° knæk	0,3
90° bøjning	0,5
T-stk afgrening	1,5 (afgrening) ~ 0 (gennemløb)
T-stk sammenløb	1,0 (afgrening) ~ 0,5 (gennemløb)
T-stk afgrening med strøm	0,5 (afgrening) ~ 0 (gennemløb)
T-stk sammenløb med strøm	0,5 (afgrening) ~ 0 (gennemløb)
T-stk symmetrisk afgrening eller sammenløb med strøm	3,0

Tabel 7.3. Modstandstal for almindeligt anvendte fittings ($D > 20 \text{ mm}$)

7.2 Ventiler

Ventilers funktion i pumpeanlæg er at afspærre anlægget helt eller delvist. Nogle ventiler sikrer også , at væsken kun kan strømme i den retning der ønskes (sikring mod tilbageløb). Endelig findes ventiler hvis funktion er at regulere væskeflowet.

Afspærringsventiler

Type	Modstandstal ζ
Skydeventil uden indsnævring	0,3 - 0,1
Skydeventil med indsnævring	1,2 - 0,3
Skydeventil, højtryksventiler	2,5 - 0,2
Sædeventil, normal type	10 - 2
Sædeventil, friløb 2 - 1	12 - 3
Sædeventil, vinkelløb - normal	2,5 - 1,5
Spjældventil (helt åben)	0,2
Kuglehaner og andre haner med frit gennemløb (helt åben)	0,2 - 0,1

Tabel 7.4. Modstandstal for typiske anvendte afspærringsventiler. Laveste tal indikerer fuld åben ventil

Afspærringsventiler vil i hovedparten af driftstiden stå fuldt åbne. Der bør derfor, som det ses i tabel 7.4, anvendes kugle- eller skydeventiler uden indsnævring med fuldt gennemløb, da modstandstallene for disse ventiler, ved drift af pumpeanlægget, er minimale. Sædeventiler bør om muligt undgås pga. høje modstandstal.

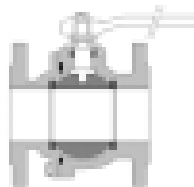
Kontraventiler

Type	Modstandstal ζ
Klap-kontraventil (helt åben)	1,0 - 0,4
Sæde-kontraventil (helt åben)	8 - 1
Kugle-kontraventil (helt åben)	2,0 - 0,5

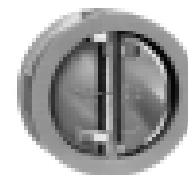
Tabel 7.5. Modstandstal for typiske anvendte kontraventiler. Laveste tal indikerer fuld åben ventil

Kontraventiler vil i hovedparten af driftstiden stå fuldt åbne. Der bør derfor, som det ses i tabel 7.5, anvendes klap- eller kuglekontraventiler, da modstandstallene for disse ventiler, i åben tilstand, er små. For at minimere modstanden, bør der anvendes en kontraventil i samme dimension som rørledningen.

Da kontraventiler ofte placeres umiddelbart på pumpens trykside og da pumpens trykstuds normalt har den mindste dimension der findes i anlægget, bør kontraventilen være placeret efter overgangsstykket på pumpens trykstuds. Herved bliver strømningshastigheden gennem kontraventilen moderat og modstanden reduceres.



Figur 7.4. Kugle afspærringsventil



Figur 7.5. Klap-kontraventil

Eksempel 2 – modstand i ventiler og bøjninger i centralvarmeanlæg (se figur 7.3)

Her beregnes friktionsmodstanden i de øvrige enkeltkomponenterne i den 75 m lange fremløbsledning og 75 m lange returledning (strækningen A-B). I fremløbs- og returledningen sidder der tre afspærringsventiler (sædeventiler), som hver har et modstandstal ζ på 3. Der er endvidere to bøjninger, som hver har et modstandstal ζ på 0,5. Det samlede modstandstal for enkeltkomponenterne $\Sigma\zeta$ er således 10.

Friktionsmodstanden er:

$$H_{\text{komp}} = \Sigma\zeta \cdot \frac{v^2}{2g} = 10 \cdot \frac{(0,95\text{m/s})^2}{2 \cdot 9,81\text{m/s}^2} = 0,45\text{m}$$

Friktionsmodstanden kan omregnes til 4,5 kPa

Friktionsmodstanden i enkeltkomponenterne i den 50 m lange fremløbsledning og 50 m lange returledning (strækningen B-C), kan beregnes på tilsvarende måde. Det forudsættes, at det samlede modstandstal er det samme som i strækningen (A-B), så friktionsmodstanden kan beregnes til 0,3 m eller 3,0 kPa.

Reguleringsventiler

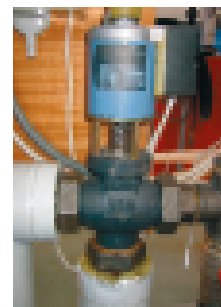
Korrekt dimensionering af reguleringsventiler er væsentlig for anlæggets funktion, og kræver i hver enkelt tilfælde en individuel vurdering. De mest anvendte reguleringsventiler er:

- Tovejs drøveventiler
- Trevejs blandeventiler

For at en reguleringsventil skal virke korrekt skal der være et vist trykfald over den. Ventilens trykfaldsandel udtrykker hvor stor en del af det disponible drivtryk (pumpetryk eller differenstryk mellem frem og returledning), der falder over ventilen, når denne er helt åben. En håndregel siger, at trykfaldsandelen skal være minimum 0,5. Reguleringsventiler vælges med så lille trykfald (stor K_v -værdi) som muligt dog således at reguleringsvevnen bevares.



Figur 7.6. Tovejs drøveventil

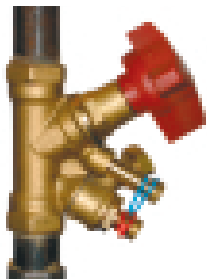


Figur 7.7. Trevejs blandeventil

Endvidere benyttes ofte:

- Strengreguleringsventiler
- Radiatortermostatventiler

Strengreguleringsventiler benyttes typisk i varme- og køleanlæg til indregulering af anlæg med flere strenge. Strengreguleringsventilernes opgave er at skabe et passende tryktab i den enkelte streng således at der opretholdes det samme differenstryk mellem de enkelte strenges frem- og returløb. Strengreguleringsventilen kan tillige anvendes til måling af flow (se afsnit 9.1).

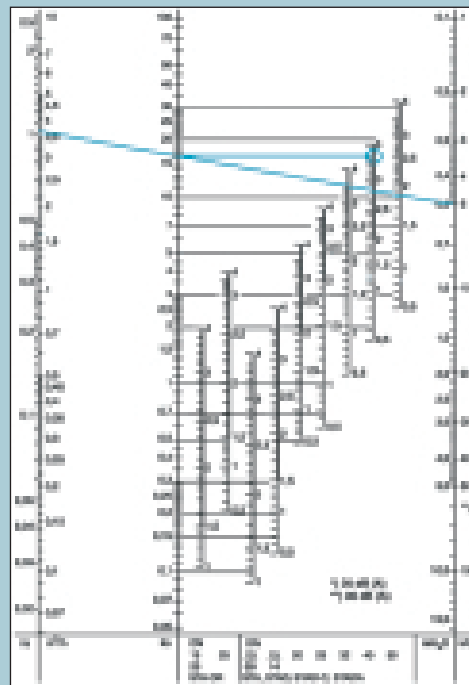


Figur 7.8. Strengreguleringsventil

Eksempel 3 – valg af strengreguleringsventil i centralvarmeanlæg (se figur 7.3)

Ved valg af en strengreguleringsventil, skal flowet gennem ventilen (figur 7.9 venstre side) og det ønskede differenstryk over ventilen (yderst til højre) kendes. Mellem de to punkter tegnes en ret linie. Den rette linie skærer et punkt i den lodrette linie K_v . I dette tilfælde i punktet $K_v = 16$.

Fra dette punkt tegnes en vandret linie, som skærer en række lodrette kurver, som er indstillingskurver for de enkelte strengreguleringsventiler. I dette tilfælde vælges en strengreguleringsventil med en rørdiameter på 40 (vist med en blå cirkel). Den valgte strengreguleringsventil skal indstilles på ca. 3,5 for at flowet igennem den er 3,6 m³/h og differensstrykket over den er 5 kPa.



Figur 7.9. Diagram til valg og indstilling af strengreguleringsventiler

Radiatortermostatventiler benyttes i centralvarmeanlæg til regulering af rumtemperaturen. Modstanden i en radiatortermostatventil skal være så tilpas stor, at den ved ethvert varmebehov bestemmer, hvor meget vand, der skal gennem radiatoren. Typisk bør modstanden ligge mellem 1 og 3 mVs.



Figur 7.10. Radiatortermostatventil

7.3 Øvrige anlægskomponenter

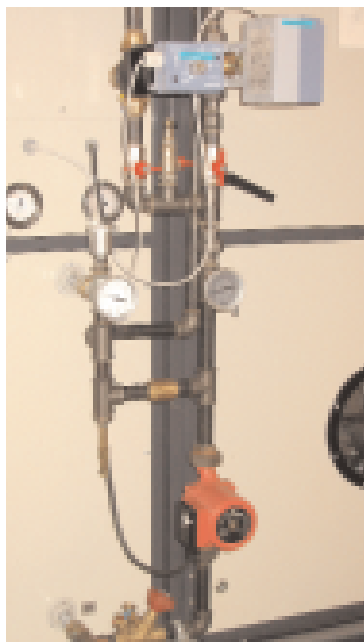
Her skelnes mellem anlægskomponenter i cirkulationssystemer og transportsystemer.

Cirkulationssystemer

I cirkulationssystemer kan anlægskomponenterne typisk opdeles i varme- og kuldeproducerende enheder samt varme- og kuldeafgivende enheder. Varme- og kuldeproducerende enheder er typisk kedler og pladevarmevekslere. Varme- og kuldeafgivende enheder er typisk radiatorer, plade- og rørvarmevekslere, varmespiraler samt køle- og varmemflader i ventilationsanlæg. Komponenterne skal dimensioneres så tryktabene over dem er mindst mulige.

Komponent	Anbefalet maksimal værdi for tryktab [mVs]
Plade- og rørvarmevekslere	1
Kedler	0,5
Varmespiraler	1
Køle- og varmemflader	1 - 2
Radiatorer	0,05
Snavssamlere	0,2

Tabel 7.6. Anbefalede maksimale tryktab for komponenter i cirkulationssystemer



Figur 7.11. Pumpsystem til varmemflade i ventilationsanlæg

I nogle cirkulationssystemer, eksempelvis cirkulationssystemer i svømmebade, kan der være krav om filtrering af væsken. Filtrene skal dimensioneres så tryktabene over dem er mindst mulige.

I svømmebade hvor der benyttes sandfiltre bør tryktabet ikke være højere end 1 mVs, når filtret er rent og må ikke på noget tidspunkt overstige 3 - 4 mVs. Når tryktabet bliver så højt skal filtret skylles.

Eksempel 4 – samlet tab for rørstrækning i centralvarmeanlæg (se figur 7.3)

Centralvarmeanlægget forsyner to anlægsgrene. Differenstrykket over hver anlægsgren skal være minimum 1 mVs eller 10 kPa. Dette er valgt af hensyn til radiatortermostatventilerne.

Der er monteret strengreguleringsventiler i hver anlægsgren.

Der er lagt 5 kPa over den yderste strengreguleringsventil STA_C for at have lidt at give af.

Da trykket over streng B også skal være 1 mVs eller 10 kPa skal strengreguleringsventilen B stilles til et differenstryk der er lig med summen af rørtabet mellem B og C og tryktabet over STA_C .

Summen af rørtabet mellem B og C kan beregnes til:

$$H_{B-C} = 1 \text{ m} + H(STA_C) + H(rør_{BC}) = 1 \text{ m} + 0,5 \text{ m} + (1,6 \text{ m} + 0,3 \text{ m}) = 3,4 \text{ m}$$

hvor 0,3 m hidrører fra friktionsmodstanden i enkeltkomponenter fundet i eksempel 2

Rørtabet mellem B og C kan omregnes til et differenstryk på 34 kPa.

Centralvarmeanlægget er en indirekte fjernvarme brugerinstallation. Varmeoverførslen til centralvarmevandet sker altså via en varmeveksler.

Modstanden over varmeveksleren ved det aktuelle flow er aflæst til 2,51 m eller 24,6 kPa i et katalog. Som det ses er modstanden over varmeveksleren meget stor, hvilket kan skyldes en fejldimensionering. Modstanden over varmeveksleren bør ikke overstige 1 m.

Den totale modstand i centralvarmeanlægget kan nu beregnes som:

$$H_{tot} = 1 \text{ m} + H(STA_C) + H(rør_{BC}) + H(rør_{AB}) + H(\text{veksler}) \Rightarrow$$

$$H_{tot} = 1 \text{ m} + (0,5 \text{ m}) + (1,6 \text{ m} + 0,3 \text{ m}) + (3,45 + 0,45 \text{ m}) + (2,51 \text{ m}) = 9,81 \text{ m}$$

Denne modstand kan omregnes til en trykdifferens på 98,1 kPa.

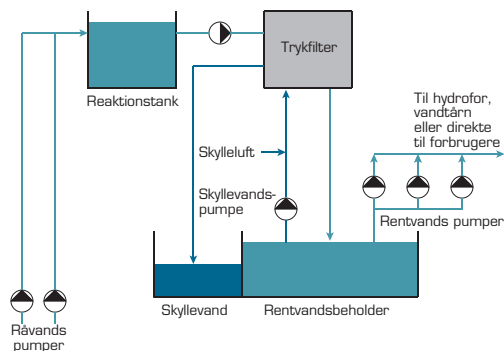
Det betyder, at pumpen ved et flow på 7,2 m³/h skal kunne give en løftehøjde på 9,81 m. Disse driftsdata skal pumpen dimensioneres efter.

Transportsystemer

I transportsystemer vil anlægskomponenterne typisk være pladevarmevekslere og filtre.

Pladevarmevekslere benyttes typisk i transportsystemer i industrivirksomheder, såsom mejerier og bryggerier. Vekslerne benyttes typisk til køling af produkter. Ligesom i cirkulationssystemer anbefales et maksimalt tryktab over veksleren på 1 mVs.

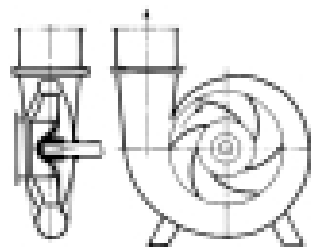
Filtre benyttes når der er krav til den transporterede væskes renhed. I eksempelvis alle vandforsyningsanlæg er der installeret filtre til fjernelse af jern- og manganforbindelser. I vandforsyningsanlæg anvendes enten åbne eller lukkede filtre (trykfiltre). I energimæssigt henseende er trykfiltrerne interessante idet vandet, i modsætning til de åbne filtre, pumpes igennem filtret. Tryktabet over filtret bør ikke overstige 2 - 3 mVs. Når tryktabet bliver så højt skal filtret skylles.



Figur 7.12. Principskitse af vandforsyningsanlæg med trykfilter

7.4 Centrifugalpumper

Centrifugalpumpen er den mest anvendte pumpe-type. Det vurderes, at op mod 80 % af de pumper der sælges i Danmark er centrifugalpumper. Centrifugalpumper er dynamiske maskiner, hvor et roterende løbehjul overfører mekanisk arbejde til væsken. De benyttes i alle typer anlæg såsom centralvarmeanlæg, vandforsyningsanlæg og trykførgeranlæg.



Figur 7.13. Snittegning af centrifugalpumpe

Blandt centrifugalpumper skelnes mellem vådløberpumper og tørløberpumper. Mindre og mellemstore cirkulationspumper i eksempelvis centralvarmeanlæg og køleanlæg er almindeligvis vådløbere, hvilket vil sige, at motor og pumpe er sammenbygget i helkapslet udførelse med vand-smurte lejer.

Større pumper i eksempelvis fjernvarmeanlæg eller vandforsyningsanlæg er tørløbere, hvor pumpe og motor er adskilt. Motoren holdes "tør" ved en speciel akseltætning omkring pumpeakslen mellem pumpehuset og motorhuset.

Blandt vådløbere foretages ikke nogen yderligere opdeling mens tørløbere kan opdeles i:

- In-line pumper
- Vinkelhøbs pumper
- Flertrinspumper

Egenskaber og anvendelser af de fire typer centrifugalpumper ses nedenfor.



Figur 7.14. Vådløberpumpe

Vådløberpumpe (enkelt)

- Benyttes i centralvarmeanlæg, brugsvandsanlæg og luftkonditioneringsanlæg (varme- og køleflader)
- Maksimal løftehøjde er ca. 15 mVs
- Maksimalt flow er ca. 90 m³/h
- Maksimalt effektoptag P1 er ca. 2 kW
- Maksimal virkningsgrad på 55% (motor og pumpe)
- Fås med intern elektronisk motorstyring, således at pumpekarakteristikken kan ændres
- Vådløberpumper fås i dobbeltudførelse. Disse pumper kan ligesom enkeltpumperne give en maksimal løftehøjde på ca. 15 mVs. Pumpernes maksimale flow er ca. 180 m³/h. Maksimal virkningsgrad for motor og pumpe er 55%



Figur 7.15. In-line pumpe

Tørløberpumpe – in line (enkelt)

- Benyttes i fjernvarmeanlæg, centralvarmeanlæg og luftkonditioneringsanlæg (varme- og køleflader)
- Maksimal løftehøjde er ca. 60 mVs
- Maksimalt flow er ca. 600 m³/h
- Maksimalt effektoptag P1 er ca. 50 kW
- Maksimal virkningsgrad på 80% (pumpe)

In-line pumper har pumpehusets ind- og udløb placeret i en lige linie (in-line). Pumpen passer derfor ind i et lineært rørforløb og er den hyppigst anvendte pumpetype.

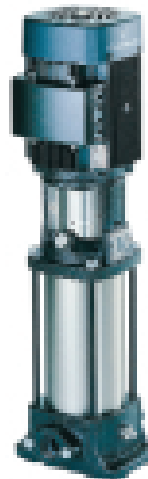


Figur 7.16. Vinkel-løbspumpe

Tørløberpumpe – vinkel-løb (enkelt)

- Benyttes i vandforsyningsanlæg, trykforøger-anlæg, varmeanlæg og luftkonditionerings-anlæg (varme- og køleflader)
- Maksimal løftehøjde er ca. 135 mVs
- Maksimalt flow er ca. 800 m³/h
- Maksimalt effektoptag P1 er ca. 320 kW
- Maksimal virkningsgrad på 87% (pumpe)

Vinkel-løbspumperne (end-suction pumper) har ind- og udløb placeret vinkelret på hinanden. Derved bliver pumpens virkningsgrad ofte høj i forhold til in-line pumperne. Vinkel-løbspumperne anvendes på trods af den høje virkningsgrad ikke ret ofte.



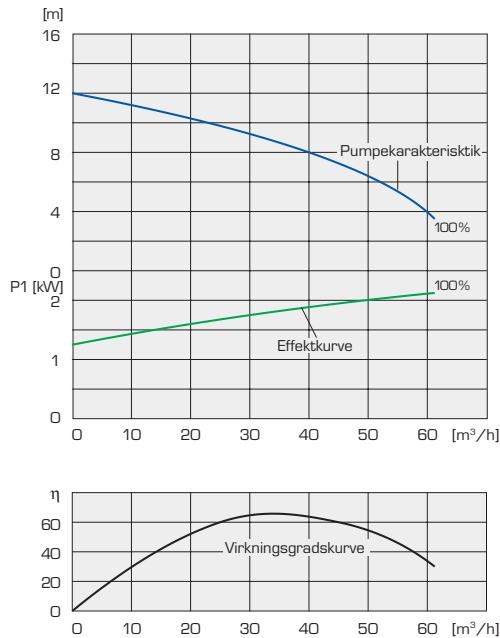
Figur 7.17. Flertrinspumpe

Tørløberpumpe (flertrins)

- Benyttes i vandforsyningsanlæg (trykforøgning), industrianlæg (f.eks. procesvandsanlæg og luftkonditioneringsanlæg) og vandbehandlingsanlæg (f.eks. i svømmehaller).
- Maksimal løftehøjde er ca. 260 mVs
- Maksimalt flow er ca. 120 m³/h
- Maksimalt effektoptag P1 er ca. 45 kW
- Maksimal virkningsgrad på 80% (pumpe)

Pumpekararakteristik

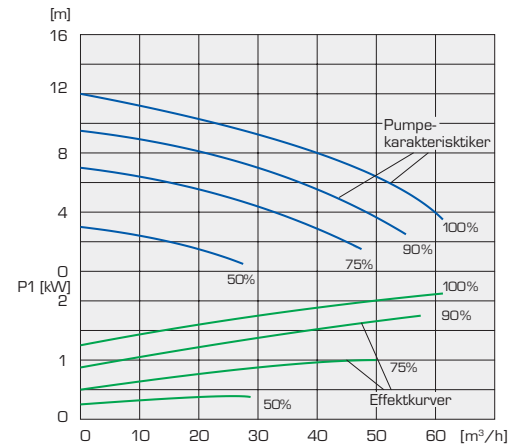
Enhver centrifugalpumpe har sin egen karakteristisk, som er en kurve, der ved et givent omdrejningstal for pumpen angiver sammenhængen mellem pumpens afgivne væskemængde og det differenstryk der skabes over pumpens flanger.



Figur 7.18. Pumpekararakteristik samt effekt- og virkningsgradkurve for en typisk centrifugalpumpe ved fuldt omdrejningstal (100%).

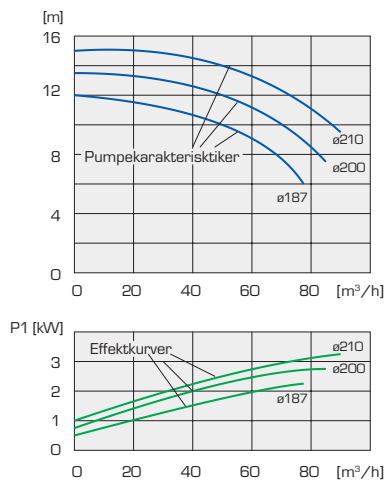
Som det ses på figuren kan pumpen arbejde i et relativt stort område. På figuren ses det karakteristiske for centrifugalpumpen, at jo større flow pumpen skal give des lavere tryk kan den yde.

Pumpens karakteristisk afhænger i høj grad af omdrejningstallet. Ændring af pumpens omdrejningstal behandles yderligere i kapitel 11, Principper for regulering.



Figur 7.19. Pumpe der kan køre med fire forskellige omdrejningstal (100 %, 90 %, 75 % og 50 %), kaldet pumpetrin. Til de fire forskellige omdrejningstal hører fire pumpekarakteristikker og fire tilsvarende effektkurver.

Pumpekararakteristikken afhænger også af løbehjulets diameter. Mange centrifugalpumper (større tørløberpumper) kan leveres med flere forskellige løbehjul. figur 7.20 viser et eksempel herpå.



Figur 7.20. Karakteristikker for den samme pumpe med tre forskellige løbehjul. Til de tre forskellige løbehjulsdiametre hører tre pumpekaraktistikker og tre tilsvarende effektkurver.

Anlægs karakteristik, pumpe karakteristik og driftspunkt

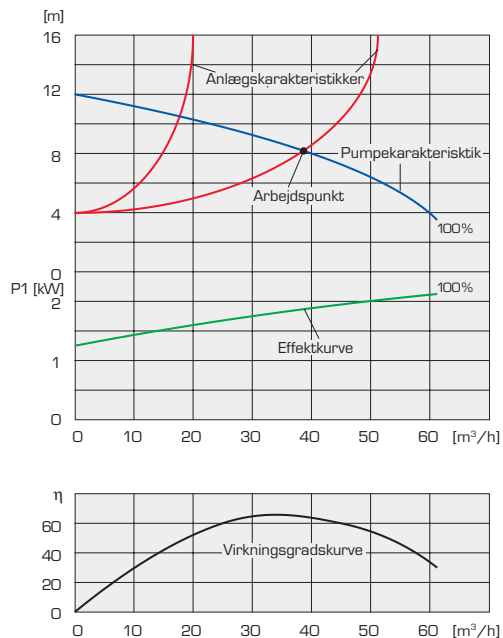
Anlægs karakteristiken vil normalt være en parabel, der viser at trykdifferensen over anlægget vokser med flowet i anden potens:

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot H = K \cdot Q^2$$

Hvor Δp er trykstigningen i Pa, ρ er væskens massefylde i kg/m³ og H er løftehøjden i mVs

I figur 7.21 er der indtegnet to anlægs karakteristiker på pumpekurven. Anlægs karakteristiken til venstre er meget stejl, hvilket er et udtryk for at der er stor modstand i anlægget.

De to anlægs karakteristiker går gennem (Q,H) = (0,0), hvilket viser at der er tale om cirkulationssystem. På anlægs karakteristiken til højre i figur 7.21 er der indtegnet et arbejds punkt eller driftspunkt, som er skæringspunktet mellem pumpe karakteristiken og anlægs karakteristiken.



Figur 7.21. Anlægs karakteristiker for et cirkulationssystem – kurven går gennem (0,0)

Anlægs karakteristikkene for et cirkulationssystem går dog ikke altid gennem $(Q,H) = (0,0)$. I eksempelvis centralvarmeanlæg kræver radiatortermostaterne et minimumsdifferenstryk for at give passende komfort. I fjernvarmeanlæg kræver ventilerne ved forbrugerne også et åbningstryk. I sådanne anlæg, vil der være en statisk løftehøjde H_0 , hvorfor anlægs karakteristikkene vil gå gennem $(Q,H) = (0,H_0)$. Anlægs karakteristikkene for et cirkulationssystem med statisk løftehøjde er vist i figur 7.22.

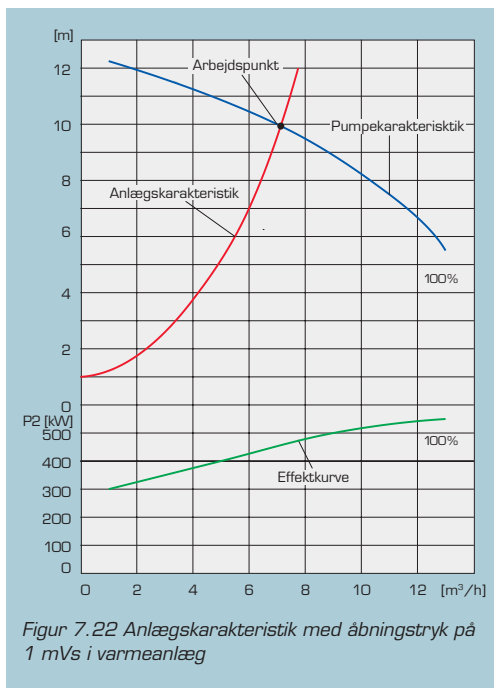
Eksempel 5 - karakteristikkene i et centralvarmeanlæg (se figur 7.3)

Ved hjælp af et pumpedimensioneringsprogram er der fundet en pumpe, som kan give et flow på $7,2 \text{ m}^3/\text{h}$ og en løftehøjde på $9,81 \text{ m}$. Der er valgt en et-trins tørløberpumpe (in-line).

I figur 7.22 ses pumpe- og anlægs karakteristikkene. På figuren ses, at anlægs karakteristikkene går gennem punktet $(Q,H) = (0,1)$. Det skyldes, at differenstrykket aldrig må komme under 1 m pga. radiatortermostaterne (ventilernes åbningstryk).

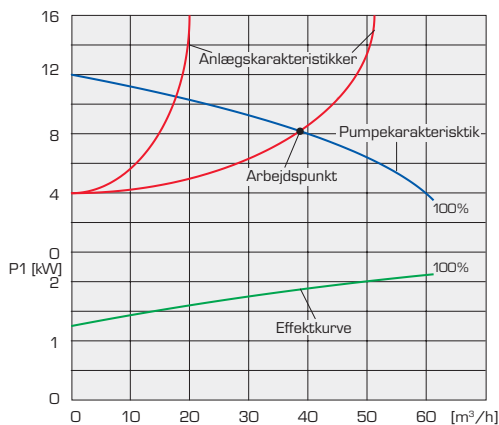
Udtrykket for anlægs karakteristikkene er derfor:

$$H = 1 + 8,81 \cdot (Q/7,2)^2$$



Figur 7.22 Anlægs karakteristikkene med åbningstryk på 1 mVs i varmeanlæg

I transport- og trykforøgelsesystemer vil der være en statisk løftehøjde H_0 , hvorfor anlægs karakteristikkene vil gå gennem $(Q,H) = (0,H_0)$. H_0 kan både være positiv og negativ. På figur 7.23 kan H_0 aflæses til 4 m .



Figur 7.23. Anlægs karakteristikk for transportanlæg med positiv statisk løftehøjde

Pumpeeffekt

Pumpeeffekten – ved et givent omdrejningstal – afhænger som det ses i figur 7.18 af det tryk pumpen skal yde ved et givent flow. Som det ses stiger effektoptaget (det optagne) ved stigende flow og dermed faldende tryk.

På figur 7.19 ses faldende effekt ved reducerede omdrejningstal (én effektkurve for hvert omdrejningstal).

Pumpevirkningsgrad

Pumpens virkningsgrad er forholdet mellem den hydrauliske effekt (tryk · flow) der overføres til væsken og akseeffekten der leveres på pumpeakslen. Pumpevirkningsgraden er afhængig af flowet ved konstant omdrejningstal. I figur 7.18 ses nederst en virkningsgradskurve for pumpen ved nominelt omdrejningstal. Pumpens bedste virkningsgrad ligger, som det ses, ved ca. 65% af det maksimale flow. Dette er typisk for centrifugalpumper.

Den statiske løftehøjde har betydning for, om pumpens omdrejningstal har indflydelse på virkningsgraden. Hvis arbejds punkterne flyttes langs en anlægs karakteristikk der går gennem $(Q,H) = (0,0)$, sker der intet eller kun et ringere fald i virkningsgraden for pumpen.

Hvis arbejds punkterne flyttes langs en anlægs karakteristikk der går gennem $(Q,H) = (0,H_0)$, sker der et lille fald i virkningsgraden i området fra 100% til 50% flow. Ved endnu lavere flow bliver virkningsgraden forringet betydeligt, også ved en mindre stabil løftehøjde. Jo højere statisk løftehøjde, jo større fald i virkningsgraden.

I tabel 7.7 er sammenhængen mellem hydraulisk effekt, akseeffekt og optagne effekt vist ved anvendelse af pumpens og motorens virkningsgrad.

Optagen effekt P_1

Den effekt pumpemotoren optager fra el-nettet i W

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_m} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_p \cdot \eta_m}$$

η_m er motorens virkningsgrad

Akseleffekt P_2

Den effekt motoren skal levere på pumpeakslen i W

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta_p} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_p}$$

η_p er pumpens virkningsgrad

Hydraulisk effekt P_3

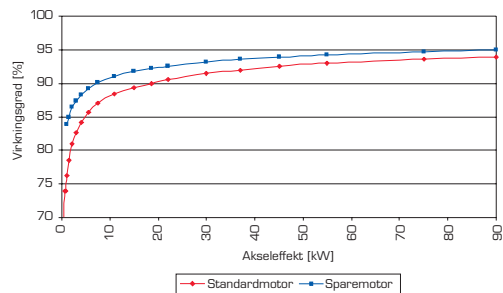
Den effekt pumpen afsætter til væsken i W

$$P_3 = \Delta g \cdot Q = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$$

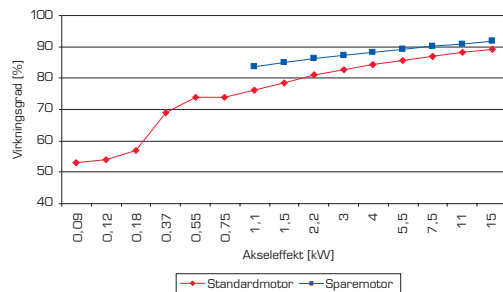
Tabel 7.7. Pumpeeffekter og virkningsgrader

7.5 Motorer

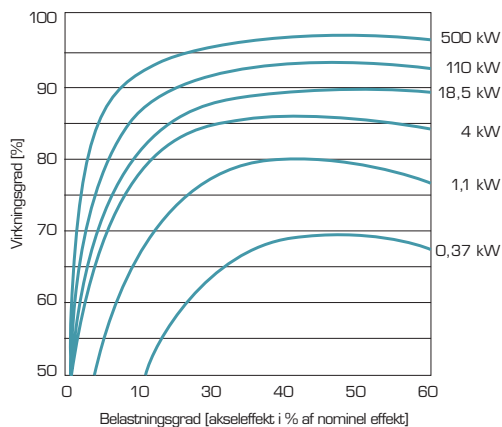
Motorer leveres sammen med vådløberpumper til små anlæg som en integreret enhed, mens motorer kan fås særskilt til tørløberpumper, der typisk anvendes i større anlæg. Elmotorens virkningsgrad afhænger både af motorens størrelse og af belastningen, men der er også betydelige forskelle mellem forskellige typer og fabrikater.



Figur 7.24. Virkningsgrader for 4-polede standard- og sparemotorer (asynkron motorer). Den øverste kurve er krav til sparemotorer, der er elmotorer med særlig høj virkningsgrad.



Figur 7.25. Virkningsgrader for 4-polede standard- og sparemotorer (asynkron motorer). Den øverste kurve er krav til sparemotorer, der er elmotorer med særlig høj virkningsgrad.



Figur 7.26. Typiske virkningsgrader ved varierende belastning af standard motorer. Det ses at virkningsgraden, specielt for de mindre motorer, falder stærkt når motoren belastes under 25%. I området 75 - 100% af mærkeeffekten er virkningsgraden ret konstant.

Nedenfor ses to gode råd vedr. motorer

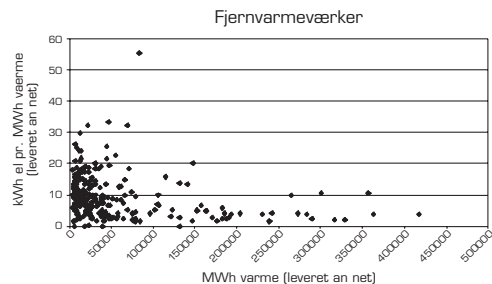
- Ved projektering af pumpeanlæg bør der altid vælges **sparemotorer**. Klik ind på sparemotorlisten (www.sparemotor.dk) og få de aktuelle informationer.
- Motorstørrelsen skal vælges på baggrund af pumpens dimensionerende driftspunkt og virkningsgraden for pumpen i dette driftspunkt.

Vejledende nøgletal

Dette afsnit omhandler nøgletal for elforbrug i fjernvarmeværker, kedelcentraler og fjernvarme brugerinstallationer samt på vandværker. Ved hjælp af data som leveret varmemængde fra et fjernvarmeværk, leveret varmemængde fra en kedelcentral og fjernvarme brugerinstallation samt leveret vandmængder fra et vandværk, er det muligt at vurdere om der kan opnås el-besparelser for den pågældende installation.

8.1 Fjernvarmeværker

I figur 8.1 ses nøgletal for fjernvarmeværker (kWh el pr. MWh leveret fjernvarme). Elforbrugene, som indgår i nøgletallene, er ikke specificeret på pumper og andre elforbrugende udstyr. Specielt kan forsyninger med fastbrændselsfyring have store elforbrug.



Figur 8.1. Nøgletal for fjernvarmeværker [kWh el/MWh varme]. Forbrugt el i forhold til leveret varme /6/

Middelnøgletallet for fjernvarmeværker er ca. 10 kWh forbrugt el pr. MWh leveret fjernvarme. Det antages, at hovedparten af elforbruget på fjernvarmeværkerne i figur 8.1 ligger på pumpedrift.

Som det ses er der relativt mange fjernvarmeværker der har nøgletal der ligger betydeligt højere end de 10 kWh forbrugt el pr. MWh leveret fjernvarme. Dette indikerer, at der her kan være muligheder for at opnå el-besparelser til pumpe-drift.

8.2 Kedelcentraler og fjernvarme installationer

I tabel 8.2 og 8.3 ses nøgletal for elforbrug til pumpning i kedelcentraler og fjernvarme brugerinstallationer. Der er regnet med traditionelle vådløber pumper, så sparepotentialet kan vurderes ud fra tabellen. Det almindelige skøn er at der er et meget stort uudnyttet potentiale ved udskiftning til bedre pumper og specielt bedre tilpassede pumper. Den økonomiske besparelse er relativ stor for det enkelte anlæg.

Kedelcentraler					
Effekt [kW]	1.000	500	250	100	10
Driftstimer (max) [h]	2.300	2.300	2.300	2.300	2.300
Årligt varme-forbrug [kWh]	2.300.000	1.150.000	575.000	230.000	23.000
Antal pumper	2	2	2	2	1
Effekttag pr. pumpe [kW]	1	0,7	0,4	0,25	0,06
Driftstimetotal [h]	6.000	6.000	6.000	6.000	8.000
Elforbrug [kWh]	12.000	8.400	4.800	3.000	480
kWh el pr kWh varme	0,0052	0,0073	0,0083	0,0130	0,0209

Tabel 8.1. Nøgletal for kedelcentraler. Forbrugt el i forhold til leveret varme

Fjernvarme brugerinstallationer					
Effekt [kW]	1.000	500	250	100	10
Driftstimer (max) [h]	2.300	2.300	2.300	2.300	2.301
Årligt varme-forbrug [kWh]	2.300.000	1.150.000	575.000	230.000	23.010
Antal pumper	2	1	1	1	1
Effekttag pr. pumpe [kW]	1	0,7	0,4	0,25	0,06
Driftstimetotal [h]	4.000	6.000	6.000	6.000	8.000
Elforbrug [kWh]	8.000	4.200	2.400	1.500	480
kWh el pr kWh varme	0,0035	0,0037	0,0042	0,0065	0,0209

Tabel 8.2. Nøgletal for fjernvarme brugerinstallationer. Forbrugt el i forhold til leveret varme

Eksempel 6 - Vurdering af elforbrug til pumpning i fjernvarme brugerinstallation

I en varmecentral er installeret en fjernvarmeveksler med en gennemsnitlig ydelse på 500 kW. Til cirkulation af centralvarmevandet er installeret en vådløberpumpe med et gennemsnitligt effekttag på 1 kW.

Ved hjælp af tabel 8.2 kan det årlige varme-forbrug ved et driftstimetotal på 2.300 timer pr. år beregnes til:

$$500 \text{ kW} \cdot 2.300 \text{ h} = 1.150.000 \text{ kWh.}$$

Ved et driftstimetotal på 6.000 timer pr. år kan det årlige elforbrug til pumpning ved hjælp af tabel 8.2 beregnes til:

$$1 \text{ kW} \cdot 6.000 \text{ h} = 6.000 \text{ kWh.}$$

Nøgletallet for fjernvarme brugerinstallationen kan herefter beregnes til:

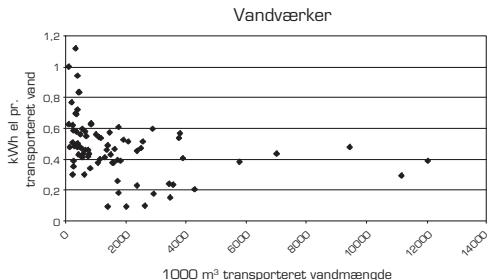
$6.000/1.150.000 = 0,0052$ kWh el pr. kWh varme.

Ifølge tabel 8.2 bør nøgletallet for denne fjernvarme brugerinstallation være 0,0037 kWh pr. kWh varme.

Det vil derfor skønsomt være muligt at reducere nøgletallet og dermed elforbruget med ca. 30%.

8.3 Vandværker

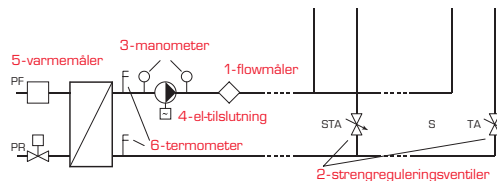
Figur 8.2 viser nøgletal for vandværker (kWh el pr. m³ transporteret vandmængde).



Figur 8.2. Nøgletal for vandværker (kWh el/m³ vand). Forbrugt el i forhold til leveret vand /7/

Middelnøgletallet for vandværker er ca. 0,5 kWh forbrugt el pr. m³ leveret vand. Som for fjernvarmeværker er der for vandværker stor spredning. Den store spredning betyder, at der også her er uudnyttede potentialer for besparelser.

Målinger - flow, tryk, effekt, temperatur



Figur 9.1. Målepunkter på pumpeanlæg

9.1 Flow

Der findes flere metoder til bestemmelse af flowet i et pumpesystem. Nogle giver flowet direkte. Ved andre metoder kan flowet bestemmes indirekte ved måling af en anden størrelse.

Direkte bestemmelse af flow



Figur 9.2. Flowmeter

Det simpleste er, hvis flowet kan aflæses direkte på enten et flowmeter (visende instrument), som vist i figur 9.2, eller en flowtransmitter (signalafgivende instrument), som er installeret i rørlinjen.

En anden mulighed er at benytte et clamp-on flowmeter (se figur 9.3), som er en transportabel flowmåler, der kan sættes uden på røret og måle flowet inde i røret. Anvendelse af denne metode kan være forbundet med væsentlige usikkerheder. Målestedet for måling af flow direkte er angivet ved punkt 1 på figur 9.1.

Ved åbne pumpeanlæg er det ofte muligt at bestemme flowet ved at foretage en måling af den tid, det tager at fylde et kar med et givent volumen.



Figur 9.3. Clamp-on flowmeter

Indirekte bestemmelse af flow ved måling af differensstryk over ventil

Flowet kan måles via en strengreguleringsventil, som vist i figur 9.4. Anvendelse af denne metode kræver en tryktransducer der omsætter trykdifferensen over ventilen til et elektrisk signal samt en regnedel der omsætter det elektriske signal til et flow. Alternativt benyttes et instrument til måling af trykdifferensen over ventilen samt et diagram for ventilen, eksempelvis som det vist i figur 7.9.

Den pågældende ventils K_V -værdi bestemmes via dens ζ indstilling. Der kan så tegnes en ret linie fra værdien for trykdifferensen over ventilen gennem K_V -værdien og videre til en værdi for flowet. Målestedet er angivet ved punkt 2 på figur 9.1.



Figur 9.4. Måling af flow via strengreguleringsventil

Indirekte bestemmelse af flow ved måling af differensstryk over pumpe og anvendelse af pumpekarakteristik

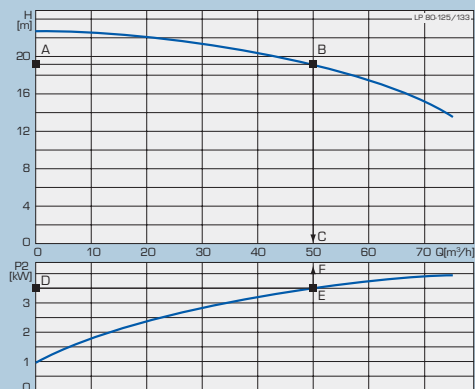
Ved anvendelse af denne metode kræves, at man kender pumpekarakteristikken for den pågældende pumpe. Metoden går ud på at måle differensstrykket over pumpen og derpå bestemme flowet ud fra pumpekarakteristikken.

I nogle anlæg er der monteret manometre før og efter pumpen. Pumpens differensstryk findes som forskellen mellem de to manometres visninger. På større pumper er der ofte boret huller i pumpens flanger, hvor der kan indstikkes manometre, hvis de ikke findes i forvejen. Målestedet er angivet ved punkt 3 på figur 9.1.

I åbne anlæg er der ofte kun monteret ét manometer efter pumpen. Trykstigningen over pumpen findes ved at lægge den geometriske løftehøjde fra sugehøjden til manometrets aflæste tryk. Tryktabet i ledningen på denne strækning kan som regel negligeres.

Eksempel 7 - indirekte bestemmelse af flow ud fra kendskab til løftehøjde

I figur 9.5 ses karakteristikken for en pumpe. Pumpen er placeret i et cirkulationsanlæg og der er monteret manometre før og efter pumpen. Manometret efter pumpen viser 20 mVs og manometret før pumpen viser 1,5 mVs. Differenstrykket er således 18,5 mVs. Dette svarer til punkt A på figuren. Ved at aflæse kurven som vist med pile bestemmes flowet ved punkt C til 50 m³/h. I punkt B ses pumpens driftspunkt.



Figur 9.5. Indirekte bestemmelse af flow ved måling af løftehøjde eller effektoplag

Der er nogen usikkerhed ved denne metode. En lille usikkerhed på målingen giver en væsentlig afvigelse på bestemmelsen af flowet. Usikkerheden er stor, hvis eksempelvis løberhjulet er slidt. Et slidt løberhjul medfører af pumpekurven bliver forskudt nedad i forhold til den oprindelige pumpekurve. Flowet samt effektoptaget vil i praksis være mindre end det der kan aflæses af kurven.

Indirekte bestemmelse af flow ved måling af pumpens effektoptag og anvendelse af pumpens effektkurve

Ved anvendelse af denne metode kræves, at man kender effektkurven for den pågældende pumpe. Metoden går ud på at måle effektoptaget for pumpen og derpå bestemme flowet ud fra effektkurven, som viser pumpens optagne effekt afhængig af flowet. Målestedet er angivet ved punkt 4 på figur 9.1.

Når denne metode benyttes, skal man være opmærksom på om der på effektkurven er angivet effektoptaget for pumpemotoren P_1 eller pumpens akseffekt P_2 . En angivelse af effektoptaget P_1 inkluderer således både pumpens og motorens virkningsgrad.

Eksempel 8 - indirekte bestemmelse af flow ud fra kendskab til effekt

I figur 9.5 ses et eksempel på hvorledes flowet, på samme pumpe, kan bestemmes ud fra effektkurven. Effektoptaget P_1 for pumpemotoren er målt til 4,2 kW. Motorens virkningsgrad er vurderet til 86%. Akseffekten kan herefter beregnes 3,6 kW (4,2 kW · 0,86). Dette svarer til punkt D på figuren. Ved at aflæse kurven som vist med pile bestemmes flowet ved punkt F til 50 m³/h.

Det giver større nøjagtighed at anvende en trykmåling end en effektmåling til bestemmelse af pumpens flow, da effektkurverne er ret flade. Anvendelse af et effekt måleinstrument med stor unøjagtighed kan således medføre en unøjagtig bestemmelse af flowet. Imidlertid vil et slidt løberhjul ikke forårsage usikkerhed omkring målingen.

Indirekte bestemmelse af flow gennem analyse af "flow-brugerne"

Ved anvendelse af denne metode kræves, at man kender "flow-brugerens", f.eks. et varme- eller køleanlægs, effektydelse P [kW] og at det er muligt at måle en temperaturdifferens ΔT [°C] på varme- eller kølemediet. Endvidere kræves, at man kender væskens massefylde ρ [kg/m³] og varmekapacitet c_p [kJ/kg°C]. Flowet Q bestemmes herefter ved hjælp af nedenstående udtryk:

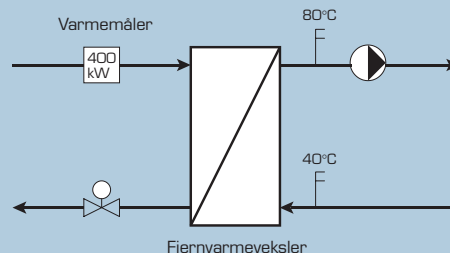
$$Q = \frac{P}{\Delta T \cdot \rho \cdot c_p} \cdot 3.600 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Målestederne er angivet ved punkterne 5 og 6 på figur 9.1.

Der skal udover unøjagtigheder omkring temperatur-aflæsningen tages hensyn til, at der er et varmetab fra veksleren der gør at den overførte effekt til varmeanlægget er mindre end den målte. Herved bliver det faktiske flow mindre end beregnet. Fejlens størrelse er afhængig af hvor godt veksleren er isoleret og temperaturen af vandet i forhold til omgivelserne.

Eksempel 9 - indirekte bestemmelse af flow gennem analyse af "flow-brugerne"

Nedenfor ses et eksempel på bestemmelse af flowet i et fjernvarmeforsynet varmeanlæg. I figur 9.6 ses, at der på varmemåleren er aflæst en effektydelse på 400 kW. Endvidere er der aflæst en fremløbstemperatur på centralvarmevandet til 80°C og en returtemperatur på 40°C.



Figur 9.6

Flowet kan herefter beregnes til:

$$Q = \frac{400 \text{ kW}}{40^\circ\text{C} \cdot 983,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 4,2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}} \cdot 3.600$$

$$= 8,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

Er der et varmetab på 5% fra veksleren, vil flowet tilsvarende blive 5% lavere.

9.2 Tryk

Der findes flere metoder til bestemmelse af differensstrykket over en pumpe. Valget af metode afhænger af hvilke data der er tilgængelige.

Direkte bestemmelse af differenstryk

Det er simpelt at bestemme differensstrykket, hvis der er monteret manometre før og efter pumpen. Pumpens differenstryk findes som forskellen mellem de to manometres visninger. På større pumper er der ofte boret huller i pumpens flanger, hvor der kan indstikkes manometre, hvis de ikke findes i forvejen. Målestedet er angivet ved punkt 3 på figur 9.1.

I åbne anlæg er der ofte kun monteret ét manometer efter pumpen. Trykstigningen over pumpen findes ved at lægge den geometriske løftehøjde fra sugehøjden til manometrets aflæste tryk. Tryktabet i ledningen på denne strækning kan som regel negligeres.

På moderne regulerbare pumper, som den vist i figur 9.7 er der monteret differensstryksensorer. Det primære formål med differensstryksensorerne er at kunne regulere pumpernes omdrejningstal, så der opretholdes et ønsket differenstryk. Differensstryksensorens signal kan dog også anvendes til måling og efterfølgende analyse af pumpeanlæggets drift.



Figur 9.7. Regulerbar in-line pumpe med differensstryksensor

Indirekte bestemmelse af differenstryk ved måling af pumpens optagne effekt og anvendelse af pumpekarakteristik

Den indirekte metode til bestemmelse af differenstryk ved måling af pumpens optagne effekt og anvendelse af pumpekarakteristikken foretages tilsvarende den indirekte metode til bestemmelse af flowet ved måling af pumpens optagne effekt. Ved hjælp af effektkurven bestemmes først flowet. Det sker ved at følge vejen fra punkt D til F på figur 9.5. Når flowet er bestemt findes differensstrykket ved at følge vejen fra punkt C til A. Målestedet er angivet ved punkt 4 på figur 9.1.

Indirekte bestemmelse af differenstryk ved måling af pumpens flow og anvendelse af pumpekarakteristik

Hvis det er muligt at finde flowet ved en direkte flowmåling, som beskrevet i afsnit 9.1, kan dette anvendes til at bestemme trykdifferensen ved at aflæse på pumpekarakteristikken. Målestedet er angivet ved punkt 1 på figur 9.1.

9.3 Effekt

Ved måling af effekt anvendes et watt meter. På figur 9.8 ses en måling af effektoptaget på et pumpeanlæg. Målingen er foretaget i anlæggets el-tavle med et tangwattmeter og dertil hørende strøm-tænger og spændingsprober. Målestedet er endvidere angivet ved punkt 4 på figur 9.1.



Figur 9.8. Måling af effekt med wattmeter

9.4 Temperatur

Ved måling af temperaturer anvendes de termometre der er monteret i pumpesystemet. I varme- og køleanlæg vil der ofte være monteret termometer i fremløbs- og returledningen (se punkt 6 i figur 9.1). Disse termometre vil typisk være monteret tæt på den varme- eller kuldeproducerende enhed, eksempelvis i en varmecentral. Ofte vil det være nødvendigt at foretage temperaturmålinger længere ude i pumpesystemet. Disse målinger kan typisk kun foretages som overfladetemperaturmålinger.

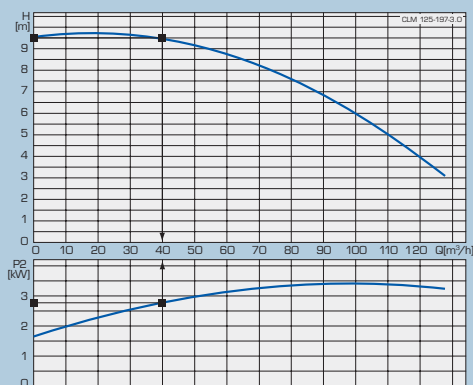
Til målinger af overfladetemperaturer kan anvendes IR-måleudstyr (IR = infrarød). I udstyret er monteret en infrarød sensor som måler overfladevarmestrålingen. Værdien af denne stråling om sættes i udstyret til en overfladetemperatur.

9.5 Vejledende metode til bestemmelse af pumpeanlæggets totalvirkningsgrad η_t og pumpens virkningsgrad η_p

Måling eller bestemmelse af flow og differenstryk over pumpen samt effektoptag for motoren kan benyttes til bestemmelse af pumpeanlæggets totalvirkningsgrad η_t .

Eksempel 10 – bestemmelse af pumpeanlæggets totalvirkningsgrad

I en etageejendom er der i varmecentralen installeret en tøriløberpumpe til cirkulation af centralvarmevandet. Der er ikke installeret manometre før og efter pumpen ligesom det ikke er muligt at aflæse flowet. Effektoptaget for motoren er med et wattmeter målt til 3,37 kW.



Figur 9.9. Karakteristik og effektkurven for pumpen

For at bestemme pumpeanlæggets totalvirkningsgrad, er det således nødvendigt at anvende karakteristikken samt effektkurven for pumpen.

Effektkurven for pumpen viser sammenhængen mellem pumpens akseffekt P_2 og flowet. Det er således nødvendigt først at bestemme pumpens akseffekt på baggrund af motorens optagne effekt P_1 .

Pumpen er forsynet med en 3 kW motor. Ved hjælp af figur 7.24 kan virkningsgraden for en standardmotor bestemmes til 82%. Af nedenstående beregning findes P_2 :

$$P_{\text{motor}} = P_2 / 0,82 = 3,37 \text{ kW}$$

Pumpens akseffekt kan herefter beregnes til:

$$P_2 = 0,82 \cdot 3,37 \text{ kW} = 2,76 \text{ kW}$$

Ved hjælp af effektkurven kan flowet nu bestemmes til 40 m³/h. På pumpekaraktistikken ses, at trykdifferensen ved et flow på 40 m³/h er 9,5 mVs.

Pumpeanlæggets totale virkningsgrad kan herefter beregnes:

$$\eta_{\text{total}} = 1/367 \cdot [\Delta p \cdot Q] : P_{\text{motor}} = 1/367 \cdot [9,5 \text{ mVs} \cdot 40 \text{ m}^3/\text{h}] : 3,37 \text{ kW} = 0,31$$

Pumpens virkningsgrad findes nu som:

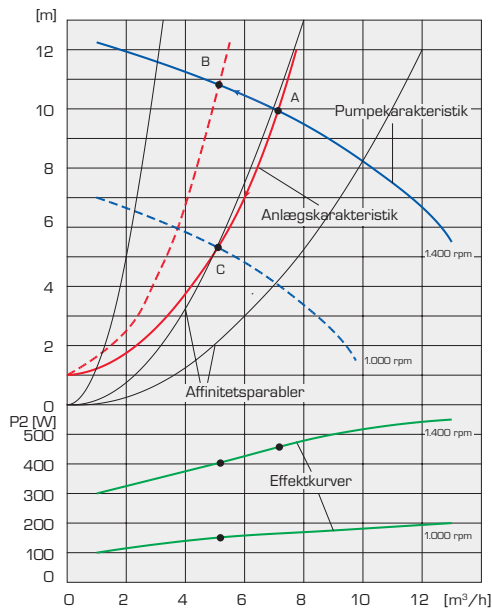
$$\eta_{\text{pumpe}} = \eta_{\text{total}} : \eta_{\text{motor}} = 0,31 : 0,82 = 0,38$$

Virkningsgraden for pumpen er væsentligt under den maksimale virkningsgrad på 73%, der kan opnås med en energieffektiv pumpe i sit bedste driftspunkt.

Drift

10.1 Driftsforhold ved ændring af pumpens omdrejningstal og ved drøvling af pumpen

Det er sjældent, at en pumpe kører konstant i det samme driftspunkt. Der vil være belastningsvariationer der gør at flowet i lange perioder kan reduceres i forhold til dimensionerende. I eksempelvis centralvarmeanlæg dimensioneres pumpen til at kunne levere en nødvendige vandmængde ved en dimensionerende udetemperatur på -12°C . Ved højere temperaturer reduceres vandmængden.



Figur 10.1 Centrifugalpumpens driftspunkter ved ændret flow

Der findes grundlæggende to måder at reducere flowet på. Enten ved at reducere pumpens omdrejningstal eller ved drøvling af pumpen. Nedenfor ses et eksempel på hvad det betyder at reducere pumpens omdrejningstal frem for at drøvlé pumpen.

I cirkulationssystemer, som går gennem punktet $(Q,H) = (0,0)$, gælder der følgende regler for pumpekaraktistikken, når pumpens omdrejningstal reduceres (eller forøges):

1. Flowet ændrer sig med omdrejningstallet i første potens
2. Differenstrykket ændrer sig med omdrejningstallet i 2. potens
3. Den hydrauliske effekt ændrer sig med omdrejningstallet i 3. potens
4. Virkningsgraden ændrer sig ikke væsentligt

Ovenstående er regler eller modellove, der bedst gælder for store pumper. Ved mindre pumper under 2 kW skal man være lidt forsigtig med at bruge disse regler ukritisk, idet motorvirkningsgrader, motorstyringsvirkningsgrader m.m. gør billedet lidt uklart.

Eksempel 11

Ændring af pumpekaraktistik og effektoptaget med omdrejningstallet. Pumpen er udlagt som vist på figur 10.1 med omdrejningstal 1.400 rpm., 9,81 m og 7,2 m³/h.

Omdrejningstal	[rpm]	1.400
Løftehøjde	[m]	9,81
Differenstryk	[kPa]	98
Flow	[m ³ /h]	7,2
Akseleffekt	[kW]	0,463
Motor mærkeeffekt	[kW]	0,55
Motorvirkningsgrad	[%]	66,7
Tab i motorstyring	[W]	100

Tabel 10.1

Akseleffekten er angivet til 0,463 kW i dette driftspunkt. Motorvirkningsgraden er angivet til 66,7%. Motorens mærkeeffekt er 0,55 kW.

- Bestemmelse af et driftspunkt på pumpens karakteristik ved omdrejningstal 1.000 rpm. Først er det nødvendigt at konstruere pumpekaraktistikken ved et omdrejningstal på 1.000 rpm. Dette gøres ved at indtegne et antal affinitetsparabler i pumpediagrammet. Ved at anvende regel nr. 1 og 2, kan nye samhørende værdier for flow og løftehøjde beregnes. Den nye pumpekurve er indtegnet i diagrammet.

Driftspunktet C kan nu direkte aflæses som skæringspunktet mellem den nye pumpekurve og anlægskarakteristikken.

Flow ved 1.000 rpm bliver: 4,6 m³/h

Løftehøjde ved 1.000 rpm bliver: 5,4 m.

- Bestemmelse af effektforbruget P_1 ved fuldt omdrejningstal, 1.400 rpm
 $P_1 = 0,463 \text{ kW} / 0,667 = 0,694 \text{ kW}$.
- Bestemmelse af effektoptaget ved reduktion af omdrejningstallet til 1.000 rpm via frekvensomformer

Først er det nødvendigt at indtegne en affinitetsparabel der går gennem punktet C og som endvidere skærer pumpekurven for 1.400 rpm. På figur 10.1 ses, at affinitetsparablen skærer pumpekurven for 1.400 rpm i punktet (Q,H) = (7, 10). I dette driftspunkt er pumpens akseleffekt $P_2 = 0,45 \text{ kW}$. Akseleffekten ved 1.000 rpm kan herefter bestemmes:

$$P_2 = 0,45 \cdot (1.000/1.400)^3 = 0,164 \text{ kW}$$

Motorens virkningsgrad vurderes ud fra figur 7.25 at falde ca. 10 % point. Hertil kommer et tab i frekvensomformereren på skønsmæssigt 0,05 kW.

$$P_1 = (0,164 \text{ kW} / 0,567) + 0,05 \text{ kW} = 0,339 \text{ kW}$$

4. Sammenligning med en drøvling af pumpen
Akseffekten ved drøvling bestemmes ved at gå lodret ned fra punkt B til effektkurven for 1.400 rpm.

Akseffekten P_2 kan bestemmes til:

$$P_2 = 0,4 \text{ kW}$$

Virkningsgraden for motoren regnes uændret, så effektoptaget P_1 kan beregnes til:

$$P_1 = 0,4 \text{ kW} / 0,667 = 0,599 \text{ kW}.$$

Der er således en betydelig reduktion i effektoptaget ved omdrejningstal regulering i forhold til drøvleregulering. Reduktionen ved omdrejningstal regulering udgør 51%, mens reduktionen ved drøvling kun udgør 14% ved at gå fra et flow på $7,2 \text{ m}^3/\text{h}$ til $5,0 \text{ m}^3/\text{h}$.

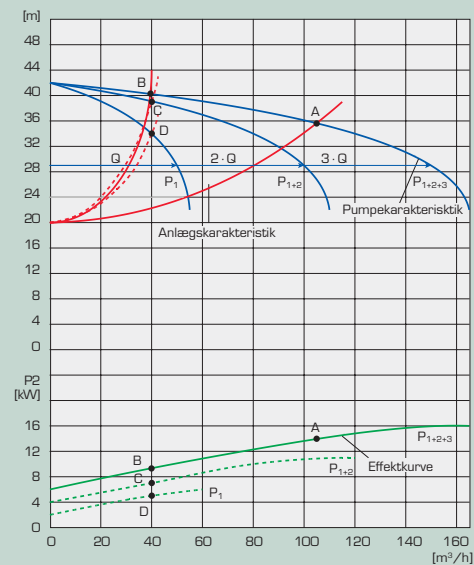
10.2 Driftsforhold ved parallelkoblede pumper

I vandforsyningsanlæg og store centralvarmeanlæg benyttes ofte to eller flere parallelkoblede pumper. Parallelkoblede pumper benyttes, når der ønskes et relativt stort flow og et forholdsvis lille tryk.

Pumpekarakteristikken i figur 10.2 er fundet ved at lægge karakteristikkene for tre ens pumper sammen vandret. Ved samme tryk giver de tre parallelkoblede pumper tre gange det flow Q som en enkelt pumpe kan give.

Eksempel 12 – Pumper i paralleldrif

Anlægs karakteristikkene har stor betydning for pumpe akseffekt P_2 og optagne effekt P_1 . På figur 10.2 er indtegnet en anlægs karakteristikk som skærer pumpernes samlede karakteristikk i driftspunktet A. Som det ses skærer de to karakteristikk hinanden i punktet $(Q, H) = (104 \text{ m}^3/\text{h}, 36 \text{ m})$. Pumpens akseffekt P_2 er i dette driftspunkt 14 kW.



Figur 10.2. Tre pumper i paralleldrif

Virkningsgraden for pumpen i driftspunkt A kan beregnes til:

$$\eta_{p(A)} = \frac{104 \cdot 36}{367 \cdot 14} = 73\%$$

Hvis driftspunktet flytter sig til B skærer de to karakteristikker hinanden i punktet $(Q,H) = (40 \text{ m}^3/\text{h}, 41 \text{ m})$. Pumpens akseffekt P_2 er i dette driftspunkt 9,5 kW.

Virkningsgraden for pumpen i driftspunkt B kan beregnes til:

$$\eta_{p(B)} = \frac{40 \cdot 41}{367 \cdot 9,5} = 47\%$$

Årsagen til at virkningsgraden falder så drastisk når driftspunktet flytter sig, er at hver af de tre pumper kommer til at arbejde i et driftspunkt hvor virkningsgraden er ringe. Samtidig ses det på figuren, at to pumper alene kan give det samme flow og næsten det samme tryk (driftspunkt C).

Virkningsgraden for to pumper alene kan beregnes til:

$$\eta_p = \frac{40 \cdot 39}{367 \cdot 7} = 61\%$$

På figuren ses, at selv en pumpe alene kan give det samme flow ved et lidt lavere tryk (driftspunkt D).

Virkningsgraden for én pumpe alene kan beregnes til:

$$\eta_p = \frac{40 \cdot 34}{367 \cdot 5} = 74\%$$

Virkningsgraden forbedres derfor betydeligt ved at slukke den en eller flere af de parallelkoblede pumper, efterhånden som flowet bliver tilstrækkeligt lavt.

Parallelkobling af pumper har mange fordele, men som vist ovenfor er det vigtigt kun at lade det nødvendige antal pumper køre i forhold til det aktuelle behov. Se også afsnit 11.4

Principper for regulering

Mængden en pumpe giver kan reguleres

- ved at etablere omløb f.eks. ved overstrømsventiler
- ved at drøvle
- ved at ændre omdrejningstallet (konstant differenstrøks regulering, proportionaltryks regulering m.m.)
- ved at ændre antallet af parallelkoblede pumper i drift (on/off eller trinløs)
- ved at etablere niveauregulering
- ved at etablere temperaturregulering

11.1 Omløbsregulering

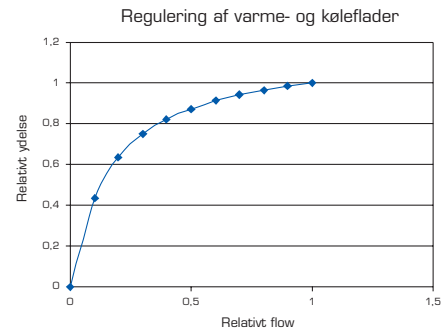
I helt små anlæg f.eks. små gaskedler med lille vandindhold er omløb helt almindelige og nødvendige for kedlens funktion. Det giver også en god konstantryks karakteristik ud til anlægget. Elforbruget er relativt stort for de små kedler. Det skal dog retfærdigvis siges at netop de små pumpe-elforbrug er meget lidt afhængigt af flowet ved typiske driftssituationer, så længe pumperne står på samme trin, og det gør de i reglen i små varme-anlæg.

Ved større anlæg anvendes omløb kun i specielle anlæg f.eks. anlæg med en lille årlig driftstid. Trykregulering etableres let med omløb med fjederbelastede overstrømsventiler. Selvirkende ventiler giver et proportionalbånd, så trykket vil være stadigt stigende ved faldende flow. Overstrømsventilen kan også være en reguleringsventil og regulatoren kan være en elektronisk PI regulator. Der kan da fås en meget nøjagtig regulering.

11.2 Drøvleregulering

Drøvleregulering er energimæssigt uheldigt jf. eksempel 10, hvor det netop ved den uregulerede pumpe gælder at det overskydende tryk drøvles i termostater eller trykdifferensregulatorer. For anlæg i **dårlig hydraulisk balance** må der drøvles ude i anlægget – med strengreguleringsventiler eller trykdifferensregulatorer. Energitabet i en drøvling kan beregnes af formlen for hydraulisk effekt.

Det tilhørende optagne el-effekt fås ved at dividere den hydrauliske effekt med den samlede pumpevirkningsgrad. Ved regulering af varme og køleflader er der i mange tilfælde så store belastningsvariationer, at en omdrejningsregulering ikke "kan følge med" og der må reguleres ved drøvling. En kombination af omdrejningsregulering og drøvling kan tilpasses, så reguleringsventilen får gunstige betingelser, samtidig med at der opnås energioekonomisk pumpedrift.



Figur 11.1. Principiel karakteristik for regulering af varme og køleflader. Det ses, at flowet skal nedreguleres procentvis mere end den ønskede reducerede ydelse.

Det er klart – at når pumpetrykket stiger ved faldende flow og modstanden over øvrige modstande falder med faldende flow – så får reguleringsventilen et meget højt tryk ved nær lukket stilling og dermed dårlige arbejdsforhold ved lav belastning. En kombineret omdrejningsregulering og drøvleregulering er gunstig her. Se eksempel 15.

11.3 Omdrejningsregulering

Ved omdrejningsregulering fås de bedste energiforhold. Pumpevirkningsgraden ændrer sig kun lidt ved relativt moderate ændringer i omdrejningstal. Moderne elektroniske frekvensomformere har høj virkningsgrad og selv de mindre effektive fasesnitregulatorer, der anvendes til små pumper kan i mange tilfælde give energibesparelser.

Intern motorstyring med E-pumper

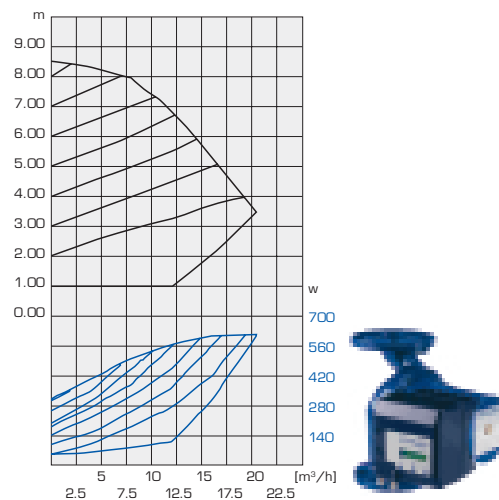
De moderne E-pumper indeholder både mikroprocessor og effektelektronik til omdrejningsregulering. Pumpens omdrejningstal kan varieres ud fra informationer ude fra anlægget, typisk tryk, men ændret omdrejningstal kan også ske ud fra informationer der findes i selve pumpen. Ved at måle på omdrejningstal, effektoptag m.m. kan pumpen bestemme sit driftspunkt nogenlunde nøjagtigt. I visse tilfælde er der indbygget trykmålere i pumpen. Med denne information kan pumpen selv indstille sig på helt nye "resulterende" karakteristikker, der ser anderledes ud end de normale pumpekaraktistikker. Typisk kan pumpen indstilles til "konstantryk" og til "proportionaltryk".

Ved konstantryk regulering holdes et konstant differensstryk over pumpens flanger, uafhængigt af det aktuelle varme- eller kølebehov. Konstantryk regulering kan med fordel anvendes i f.eks. to-

strengede varmeanlæg, hvor trykdifferensen over termostatventiler er højere end 50% af den totale trykdifferens i anlægget. (Se tabel 11.2)

Ved proportionaltryk regulering sørger reguleringen for, at pumpens driftspunkt følger en skrå linie, (se figur 11.5), således at der kompenseres for rørtabene ved varierende flow. På nogen typer pumper indstilles det nødvendige tryk H_{sp} ved maksimalt forbrug. Reguleringen nedsætter gradvist trykket ved faldende flow, indtil det ender med $1/2 H_{sp}$ ved nul flow.

Proportionaltryk kan med fordel anvendes i f.eks. to-strengede varmeanlæg, hvor trykdifferensen over termostatventiler er mindre end 50% af den totale trykdifferens i anlægget.



Figur 11.2. Karakteristik for Isobar pumpe fra Smedegaard med mulighed for at indstille til en kurve, hvor trykket stiger med flowet (proportionaltryks regulering)

Ekstern motorstyring

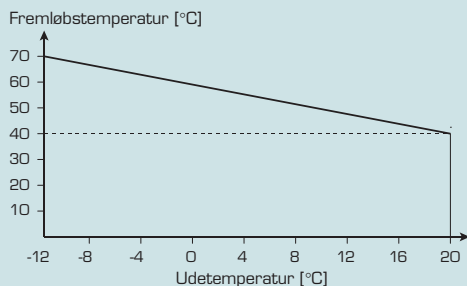
De almindelige motorstyringer, der enten er integreret i pumpens motorenhed eller kan påbygges senere har indbygget en PI eller PID regulator. Den kan modtage signaler fra både målere og setpunkts giver. Mest almindeligt reguleres efter et differenstryk.

Ved større anlæg kan der opnås væsentlige energibesparelser og reguleringstekniske fordele ved at montere en differenstrykmåler på pumpen og via en ekstern transmitter regulere efter differenstrykket et kritisk sted ude i anlægget. På visse anlæg kan der opnås væsentlige energibesparelser ved at montere en differenstemperaturmåler på pumpen og via en ekstern transmitter regulere efter en differenstemperatur i anlægget.

I eksempel 13 vises regulering af en cirkulationspumpe, hvor der reguleres efter et kritisk sted ude i anlægget (se figur 7.22).

Eksempel 13 – regulering efter udetemperatur i centralvarmeanlæg

Centralvarmeanlægget er udstyret med en udekompensering, hvor fremløbstemperaturen reguleres efter udetemperaturen. I figur 11.3 ses indstillingen af varmekurven. Det ses på figuren, at ved en udetemperatur på -12°C er fremløbstemperaturen 70°C og ved en udetemperatur på 20°C er fremløbstemperaturen 40°C .



Figur 11.3. Indstilling af varmekurven for centralvarmeanlægget.

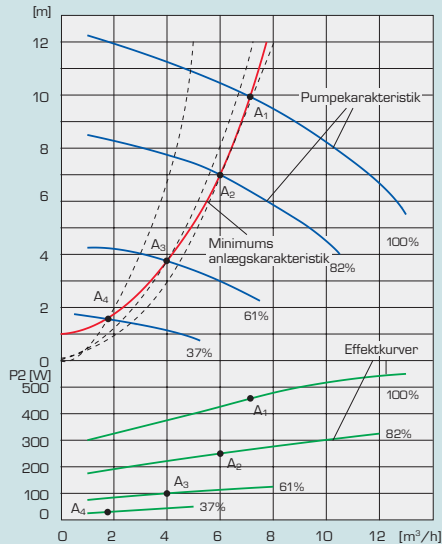
I tabel 11.1 ses et beregnet belastningsprofil for centralvarmeanlægget, på baggrund af varmekurven og anlæggets minimalkarakteristik.

Udetemperatur [°C]	Flow [m ³ /h]	Trvk [m]	
15	0,69	1,08	
12	1,76	1,52	A ₄
9	2,63	2,16	
6	3,39	2,93	
3	4,08	3,8	A ₃
-1	4,72	4,74	
-4	5,32	5,75	
-7	5,90	6,83	A ₂
-10	6,45	7,98	
-12	7,20	9,7	A ₁

Tabel 11.1. Belastningsprofil for centralvarmeanlægget.

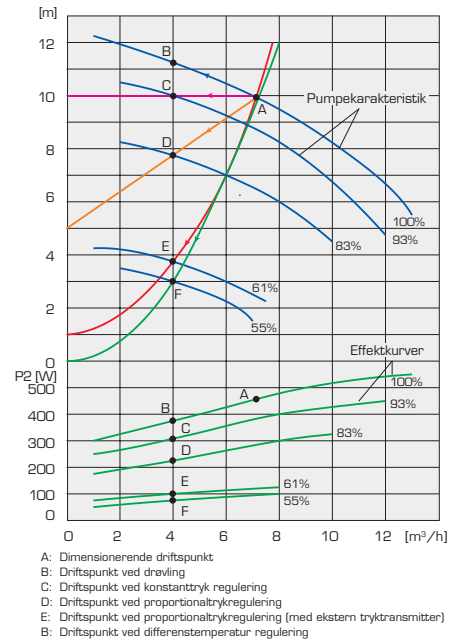
I figur 11.4 er indtegnet minimums anlægskarakteristikken for anlægget. Endvidere er der indtegnet fire driftspunkter. Endelig er der indtegnet effektkurver for pumpen ved de fire

driftspunkter. Pumpen kører i driftspunkt A_1 ved en udetemperatur på -12°C , mens den kører i driftspunkt A_4 ved en udetemperatur på 12°C . Som det ses i figuren kan der opnås store besparelser ved denne form for regulering sammenlignet med en drøvleregulering.



Figur 11.4. Minimums anlægskarakteristik for anlægget forsynet med fire driftspunkter

I figur 11.5 ses forskellige former for omdrejningstal regulering af den samme pumpe. På figuren er vist driftspunktet ved maksimalt flow ($7,2 \text{ m}^3/\text{h}$) samt driftspunkterne for de forskellige reguleringsformer ved et flow på $4 \text{ m}^3/\text{h}$. Pumpeeffekten P_2 ved reduktion af flowet til $4 \text{ m}^3/\text{h}$, ved de forskellige reguleringsformer, er tillige vist i figuren.



Figur 11.5

På figuren ses, at proportionaltryk regulering med ekstern tryktransmitter og differensstemperatur regulering er de mest energioptimale reguleringsformer. Det er dog væsentligt at understrege, at disse to reguleringsformer ikke kan benyttes på det samme anlæg. Dette er vist i tabel 11.2.

Hvis trykdifferensen over reguleringsventilerne (f.eks. radiator termostatventiler) i anlægget tillader det, bør der vælges proportionaltryk regulering frem for konstantryk regulering.

I tabel 11.2 ses hvilke reguleringsformer der med fordel kan vælges for de forskellige pumpe-systemer. Farvet baggrund viser foretrukne reguleringsformer:

System type	Konstant differensstryk regulering	Proportional differensstryk regulering	Proportional differensstryk regulering med ekstern transmitter	Temperatur regulering
To strengs varmesystemer med tovejs ventiler				
Luftkonditioneringsystemer med to vejs ventiler				
Fjernvarme distributions systemer				
En strengs varmesystemer ¹⁾				
Kadel shunts				
To strengs varmesystemer med trevejs fordelere ventiler				
To strengs varmesystemer med trevejs blandede ventiler ²⁾				
Luftkonditioneringsystemer med trevejs fordelere ventiler				
Brugsvandssystemer ³⁾				

Tabel 11.2. Skema til valg af reguleringsform

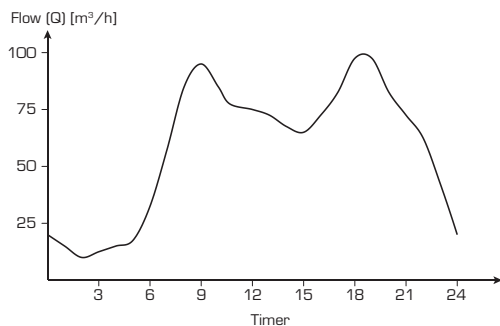
1) I et-strengs varmesystemer kan der etableres en differensstemperatur regulering af pumpens omdrejningstal i kombination med vejrkompenseringsudstyret. Ved dimensionerende udetemperatur (-12°C) vil differensstemperaturen, i et en strengt anlæg, mellem strengens fremløb og retur være relativt høj (typisk 15°C). Ved høje udetemperaturer, f.eks. 15 - 20°C vil differensstemperaturen mellem strengens frem- og returløb være relativt lille (typisk 2 - 3°C). Det er nødvendigt med den lille afkøling ved lav belastning af hensyn til den sidste radiator på differensen mellem strengens frem- og returløb) falder med faldende belastning. Reguleringen kan etableres således at pumpens omdrejningstal reguleres efter at opnå og holde en ønsket differensstemperatur mellem strengens frem- og returløb afhængig af udetemperaturen. Hvis radi-

ator temmostabventilerne lukker i, f.eks. på grund af solindfald, vil differensstemperaturen falde, da der ikke sker så stor afkøling ude i anlægget. Reguleringen vil da reducere omdrejningstallet på pumpen, således at der opnås den differensstemperatur der er ønsket ved den aktuelle udetemperatur.

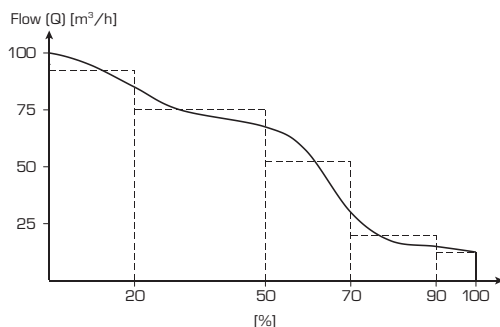
- 2) To-strengs varmesystemer med tre vejs blandede ventiler findes som f.eks. olie- eller gasfyrede varmesystemer.
- 3) I brugsvandssystemer etableres en temperaturregulering således at pumpens omdrejningstal styres efter en fast returløbsreturtemperatur på cirkulationsledningen. Ved lave varmetransportforbrug vil returtemperaturen på cirkulationsledningen være relativt høj. Dette medfører, at pumpens omdrejningstal og dermed flowet kan reduceres.

11.4 Regulering af parallelkoblede pumper

Vandforsyningsanlæg er, som vist i figur 11.6 og 11.7 kendetegnet ved at der er stor variation i forbruget. I morgen- og aften timerne er forbruget højt, mens det er lavt i nattetimerne.

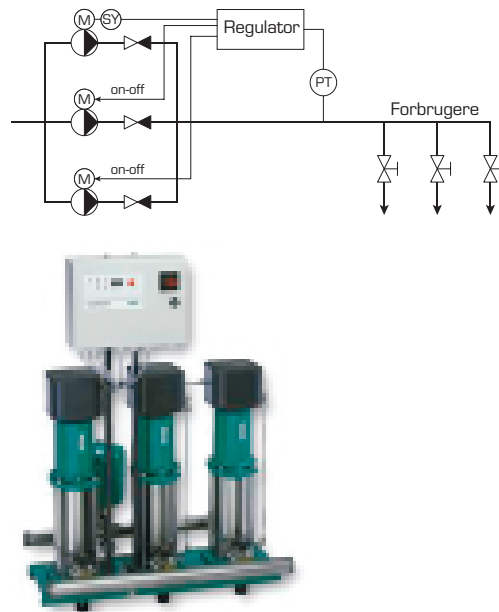


Figur 11.6. Døgnprofil for vandforbrug



Figur 11.7. Varighedskurve for vandforbrug

Større vandforsyningsanlæg opbygges derfor normalt, som vist i figur 11.8, med tre eller flere parallelkoblede flertrinsspumper som reguleres trinløst.

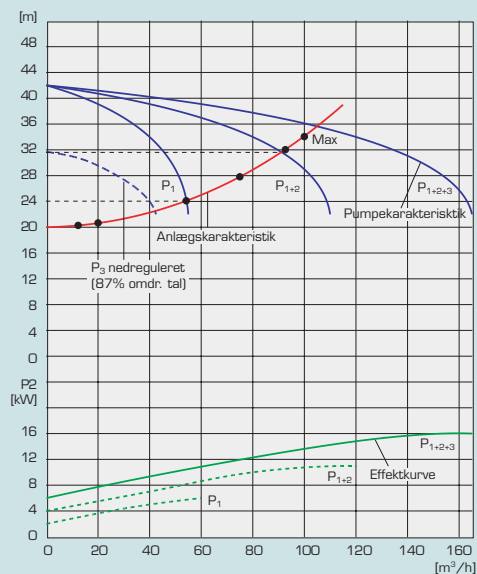


Figur 11.8. Vandforsyningsanlæg med tre parallelkoblede pumper

Vandforsyningsanlægget er instrumenteret med en tryktransmitter PT, som måler trykket i vandledningen. Transmitteren sender signal til en regulator, som styrer en af pumperne trinløst via frekvensomformeren SY. Regulatoren afgør antallet af indkoblede pumper.

Eksempel 14

I figur 11.9 ses karakteristikken for tre ens parallelkoblede flertrinshpumper ($P_1 + 2 + 3$). I figuren er indtegnet en minimal anlægs karakteristikk, som går gennem punktet $(Q, H) = (0 \text{ m}^3/\text{h}, 20 \text{ m})$. I vandforsyningsanlæg ønsker man at levere vandet ved et bestemt tryk, som i dette eksempel er 20 m.



Figur 11.9

Pumperne skal nu reguleres således at pumpekarakteristikkerne til en hver tid skærer den minimale anlægs karakteristikk. Reguleringen foregår ved at én af pumperne er omdrejningsreguleret, mens resten kobles ind efter behov. Når forbruget falder vil trykket i anlægget stige.

Dette registreres af tryktransmitteren som sender signal til regulatoren som styrer omdrejningstallet på en pumpe ned. I figur 11.6 ses at det maksimale forbrug er $100 \text{ m}^3/\text{h}$. Dette punkt (max) er angivet på figur 11.9. I dette driftspunkt kører pumpe 1 og 2 med 100% omdrejningstal, mens omdrejningstallet på pumpe 3 er reduceret. Når forbruget er faldet til ca. $90 \text{ m}^3/\text{h}$ kører pumpe 1 og 2 stadig med 100% omdrejningstal, mens omdrejningstallet på pumpe 3 er reduceret til 87%. Pumpe 3 kan nu ikke styres længere ned, da den så vil give et lavere tryk end de to andre pumper. Reguleringen skal derfor stoppe pumpen og koble frekvensomformereren over på pumpe 2, som så kører trinløst.

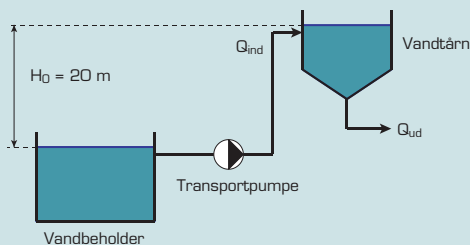
Når forbruget er faldet til ca. $53 \text{ m}^3/\text{h}$ kører pumpe 1 med 100% omdrejningstal, mens omdrejningstallet på pumpe 2 er reduceret til 76%. Pumpe 2 kan nu ikke styres længere ned, da den så vil give et lavere tryk end pumpe 1. Reguleringen skal derfor stoppe pumpen og koble frekvensomformereren over på pumpe 1, som så kører trinløst. Når forbruget igen stiger, skal pumpe 2 og 3 kobles ind ved de omdrejningstal de blev slukket ved.

11.5 Niveauregulering

Niveauregulering etableres for enten at holde et konstant niveau i en beholder uanset forstyrrelser, f.eks. i form af varierende forbrug fra beholderen. I dette tilfælde styres der på udløbsflowet. Eller niveauregulering etableres for at udglatte et svingende indløbsflow til beholderen. I dette tilfælde styres der på udløbsflowet.

Eksempel 15 – Niveauregulering hvor der styres på indløbsflowet

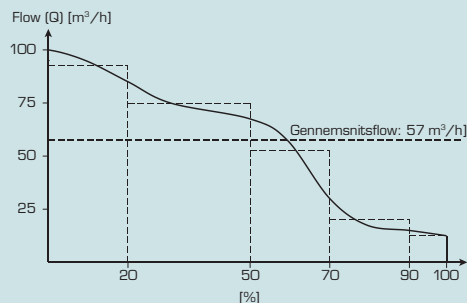
I eksemplet foretages beregninger af elforbruget til pumpen ved henholdsvis on-off regulering og omdrejningsregulering. I eksemplet benyttes en niveauregulering, hvor der ønskes et konstant niveau i en højdebeholder, som i dette tilfælde er et vandtårn (se figur 11.10).



Figur 11.10

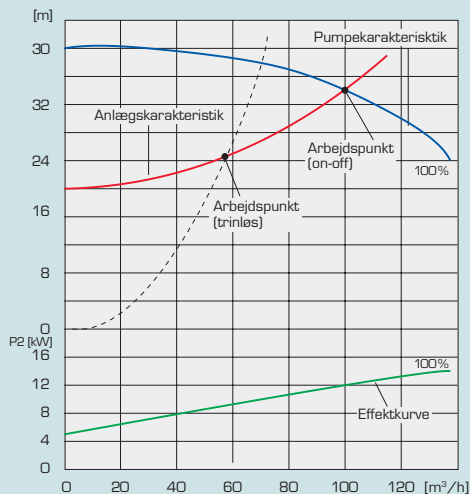
I figur 11.6 ses et døgnprofil for vandforbruget eller udløbsflowet (tappeprogram) fra en højdebeholder, som vist i figur 11.10. Det forudsættes at døgn- og årsprofilen er nogenlunde ens. I

figur 11.11 ses varighedskurven udløbsflowet fra højdebeholderen (den samme som figur 11.7). Det gennemsnitlige udløbsflow eller forbrug kan bestemmes til $57 \text{ m}^3/\text{h}$.



Figur 11.11

I figur 11.12 ses et diagram for pumpen, som er en ettrins tørløberpumpe. I diagrammet er anlægs karakteristikkens indtegnet. Den geometriske løftehøjde er på 20 m og anlægs karakteristikkens skærer pumpekarakteristikken i punktet $(Q, H) = (100 \text{ m}^3/\text{h}, 34 \text{ m})$.



Figur 11.12. Diagram for pumpen samt anlægs-karakteristik

On-off regulering

Niveauregulering med en on-off styret pumpe etableres ved at montere en pressostat i bunden af højdebeholderen. Udgangssignalet fra pressostaten er et udtryk for vandspejlets højde. Når vandspejlets højde, pga. forbruget, bliver for lav vil pressostaten sende signal til pumpen om at den skal køre. Når vandspejlet når den ønskede højde vil pressostaten, med en lille forsinkelse (hysterese) sende signal til pumpen om at den skal stoppe.

I figur 11.12 er indtegnet arbejds-punktet ved on-off regulering. Som det ses, vil pumpen køre i punktet $(Q,H) = (100 \text{ m}^3/\text{h}, 34 \text{ m})$. Da gennemsnitsflowet, som tidligere vist i

afsnittet, er $57 \text{ m}^3/\text{h}$ vil pumpen kun køre i 57% af tiden.

Det årlige elforbrug til pumpen kan, idet motorens virkningsgrad er ca. 87%, beregnes til:
 $E_{\text{pumpe, on-off}} = (12 \text{ kW}/0,87) \cdot (57/100) \cdot 8.760 \text{ h/år} = 68.300 \text{ kWh/år}$

Omdrejningsregulering

Niveauregulering med en omdrejningsreguleret pumpe etableres ved at montere en tryktransmitter i bunden af højdebeholderen. Udgangssignalet fra transmitteren sendes så til en regulator, som trinløst styrer omdrejningstallet på motoren via en frekvensomformer.

I figur 11.12 er indtegnet arbejds-punktet ved trinløs regulering. Som det ses, vil pumpen køre i punktet $(Q,H) = (57 \text{ m}^3/\text{h}, 25 \text{ m})$. Motorens effektoptag findes ved at indtegne en affinitetsparabel gennem dette punkt og videre til pumpekararakteristikken for fuldt omdrejningstal (100%). Det ses, at affinitetsparablen skærer pumpekararakteristikken i punktet $(Q,H) = (70 \text{ m}^3/\text{h}, 38 \text{ m})$. Pumpens akseleffekt P_2 er i dette driftspunkt 10 kW.

Pumpens akseleffekt ved reduceret omdrejningstal kan herefter beregnes:

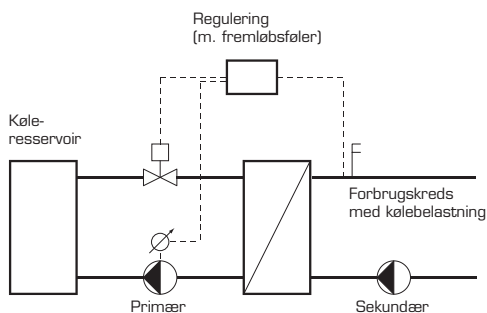
$$P_2 = 10 \text{ kW} \cdot (57/70)^3 = 5,4 \text{ kW}$$

Det årlige elforbrug til pumpen kan, idet motorens virkningsgrad er ca. 87% og frekvensomformerens virkningsgrad 95%, beregnes til:

$$E_{\text{pumpe, trinløs}} = 5,4 \text{ kW}/(0,87 \cdot 0,95) \cdot 8.760 \text{ h/år} = 57.200 \text{ kWh/år}$$

11.6 Temperaturregulering

På figur 11.13 er vist en regulering af en varmeveksler. Vandmængden gennem primærkredsen reguleres ved at en fremløbsføler styrer åbningsgraden af ventilen.



Figur 11.13. Veksler med pumpe og ventil

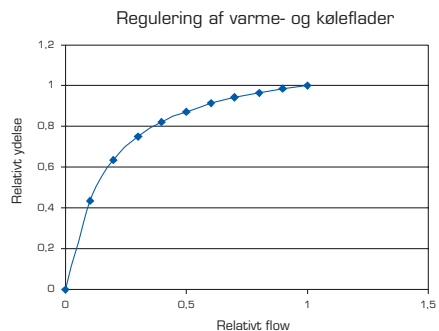


Fig 11.14. Typisk reguleringskarakteristik for en varme- eller køleflade. Det ses, at flowet skal reguleres langt ned, når ydelsen skal reduceres.

Figur 11.14 viser varmevekslerens relative ydelse som funktion af det relative flow i primærkredsen. Eksempelvis vil et flow på knap 20% være nok til at give 50% i ydelse.

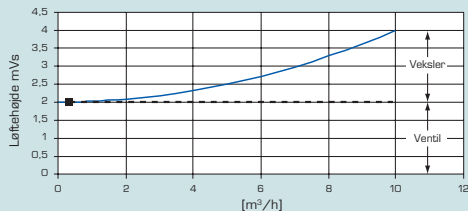
Flowet skal jf. figur 11.15 kunne reguleres til mellem 0,5 og 10 m³/h. Ved fuld belastning er ventilens **autoritet** valgt til 50%.

Eksempel 16 - Reguleringsventilens arbejdsforhold

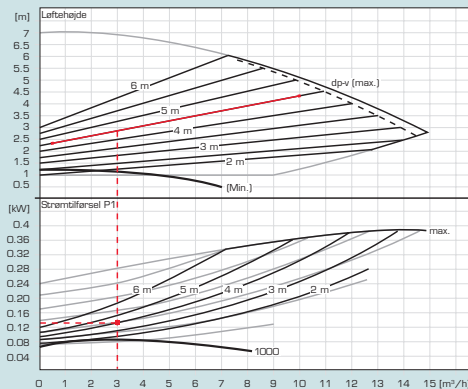
Det undersøges, om den valgte pumpe WILLO TOP – EV 50/1-6 (figur 11.16) kan klare flowet i belastningsområdet og hvad ventilens autoritet ved 0,5 m³/h bliver (figur 11.15).

Det ses at pumpens tryk (den markerede karakteristik) ligger et lille stykke over minimumskarakteristikken for vekslerens inkl. ventil i hele området. Ventilens autoritet aflæses ved 0,5 m³/h til over 99 %, idet pumpestrykket er ca. 2,2 m VS og tryktabet i anlægget ekskl. ventil er højst et par cm vandssøjle.

Hvis der antages et middelflow på 3 m³/h i 6.000 h/år fås et elforbrug på 6000 h x 0,14 kW = 840 kWh og glimrende arbejdsforhold for reguleringsventilen. Oftest ville man vælge en trevejsventil og en pumpe med konstant flow. En Grundfoss UPS 40 – 60 på trin 3 bruger ca. 260 W i den situation. Arsforbruget vil da være 1.560 kWh.



Figur 11.15. Minimumskaraktistik for veksleren inkl. ventil



Figur 11.16. WILO TOP - EV 50/1-6

Elforbrug i varmeanlæg

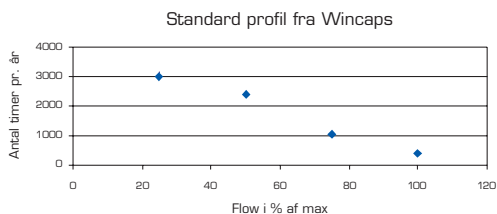
I centralvarmeanlæg vil varmebehovet variere over tid. Når pumpeanlæggets elforbrug skal beregnes må den årlige belastningsfordeling derfor vurderes.

12.1 Belastningsprofiler for varmeanlæg

For større varmeanlæg er der god grund til at se på fordeling af flow over tid. For mindre anlæg må man klare sig med standard profiler.

For varmeanlæg findes der belastningsprofiler fra "Blaue Engel" for anlæg under 2.500 W med vådløber pumper. I pumpekataloger findes også en række profiler. Det er ikke helt let at vælge det profil der passer bedst til en aktuel situation. Imidlertid kan belastningsprofilen bestemmes ud fra varmeanlæggets fremløbstemperatur og afkøling i afhængighed af udetemperaturen.

Grundfos anvender et belastningsprofil baseret på 6.840 årlige driftstimer samt konstant fremløbstemperatur og afkøling. Profilet fremgår af figur 12.1 og tabel 12.1

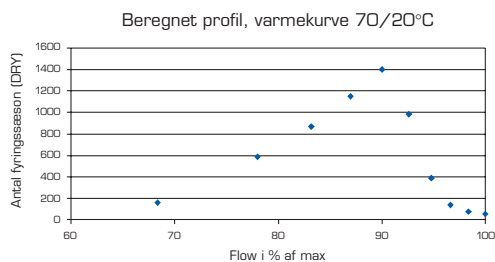


Figur 12.1. Belastningsprofil for to-strengt varmeanlæg fra Grundfos

% flow af max	% tryk af max	Timer
25	63	3010
50	75	2394
75	88	1026
100	100	410

Tabel 12.1. Samhørende værdier for driftstimer, flow og tryk i procent af max (Grundfos)

Teknologisk Institut har udarbejdet regneark for bestemmelse af det årlige energiforbrug. Profilerne er baseret på 5.786 årlige driftstimer. Figur 12.2 og tabel 12.2 viser belastningsprofilen for et to-strengt varmeanlæg, dimensioneret 70/20.

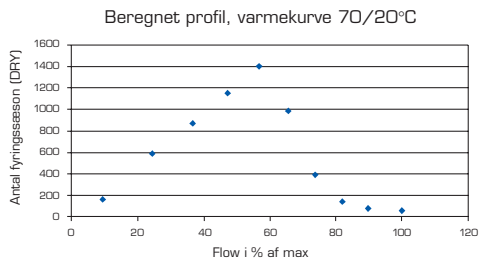


Figur 12.2. Belastningsprofil for to-strengt varmeanlæg, dimensioneret 70/20. Med fremløb 70°C ved en udetemperatur på -12°C og fremløb 20°C ved en udetemperatur på 20°C.

Udetemp.	Timer	% flow	% tryk
15	157	68	52
12	582	78	65
9	866	83	72
6	1149	87	78
3	1403	90	83
-1	983	93	87
-4	392	95	91
-7	134	97	94
-10	70	98	97
-13	50	100	100

Tabel 12.2. Samhørende værdier for driftstimer, flow og tryk i procent af max (TI)

Figur 12.3 og tabel 12.3 viser belastningsprofilen for et to-strengt varmeanlæg, dimensioneret 70/40.



Figur 12.3. Belastningsprofil for to-strengt varmeanlæg, dimensioneret 70/40. Med fremløb 70°C ved en udetemperatur på -12°C og fremløb 40°C ved en udetemperatur på 20°C.

Udetemp.	Timer	% flow	% tryk
15	157	9,5	11
12	582	24,5	16
9	866	36,6	22
6	1149	47,1	30
3	1403	56,7	39
-1	983	65,6	49
-4	392	73,9	59
-7	134	81,9	70
-10	70	89,6	82
-13	50	100,0	100

Tabel 12.3. Samhørende værdier for driftstimer, flow og tryk i procent af max (TI)

Det anbefales at basere beregningen af den årlige besparelse på profiler af typen på figur 12.3 og tabel 12.3, da det kan begrundes ved, at der ved det løbende arbejde med at optimere driften af varmeanlæg, vil kunne opnås den store spredning i flow.

Fordelingerne i figur 12.2 og 12.3 er beregnet ud fra udetemperaturen i DRY (Design Reference Year). Der er forudsat to ekstreme styringstilfælde for radiatorerne og der er så taget middelværdi. Det er klart at der i praksis vil være en stor valgmulighed, når en profil skal vælges, bare en lille ændring i indstilling af varmekurven vil påvirke flowet. Sammen med belastningsprofilen angives også **minimumskaracteristikken**. Den skal ved enhver vandmængde ligge under eller på de aktuelle driftspunkter.

Eksempel 17 - Udskiftning af cirkulationspumpe i varmeanlæg – anvendelse af tabel 12.3

En fjernvarmeforsynet ejendom var oprindeligt beregnet for oliefyring. Der er 200 lejligheder i ejendommen. Dimensionerende varmetab var 6 kW pr lejlighed. Anlægget var dimensioneret 80/60°C. Efter gennemførelse af energibesparende foranstaltninger er dimensionerende varmetab ca. 900 kW ved -12°C ude. Der er udetemperatur - kompenseringsanlæg, der er stillet på 70°C ved -12°C ude og på 40°C ved 20°C, dvs en flad varmekurve.

Pumpen er altså dimensioneret efter 1200 kW og ΔT (frem – retur) = 20 K. Vandmængden beregnes til 52 m³/h.

Anlægget er monteret med en tretrins Grundfos pumpe type UMC 100 – 60, der er indstillet på trin 3. Et lavere trin kan give problemer ved lave udetemperaturer i morgentimerne. Pumpen er ca. 15 år gammel.

Ved en udetemperatur på 0°C findes ved måling på varmeenergimåleren at flowet ligger på ca. 20 m³/h. Jf. tabel 12.3 skal flowet være ca. 60% af max ved en udetemperatur på 0°C. Max flow bør da være ca. 36 m³/h. Elforbruget måles med wattmeter til ca. 1,2 kW. Anlægget er oprindeligt dimensioneret til et relativt lavt differenstryk på 40 kPa for et meget højt flow.

Idet trykket fastsættes til 10 Pa ved de små flow bliver formelen for minimumskaraktistikken:

$$\Delta P = 10 + (40 - 10) \cdot (q_v/36)^2 \text{ kPa.}$$

Elforbruget til den gamle pumpe er vanskeligt at beregne nøjagtigt men med konstant hastighed skønnes en simpel lineær sammenhæng mellem flow og effektforbrug.

Som evt. ny pumpe vælges en Grundfos pumpe type UPE 65-120. Ved hjælp af Grundfos programmet "Wincaps" kan elforbruget skønnes ud fra minimumskaraktistikken for hvert af driftpunkterne. Resultaterne er sammenstillet i tabel 12.4.

Udtemp. [°C]	Driftstid [h]	Flow [m ³ /h]	Gammel pumpe		Ny pumpe			Energiforbrug	
			UJC [kW]	UJC [kWh]	Delta P [kPa]	UPE [kW]	UPE [kWh]		
15	157	3,4	0,97	153(=0,97x157)	10	0,09	14	1997	
12	582	8,8	1,01	589	12	0,11	66		
9	866	13,2	1,04	903	14	0,18	154		
6	1149	17,0	1,07	1228	17	0,26	304		
3	1403	20,4	1,09	1533	20	0,37	518		
-1	983	23,6	1,12	1096	23	0,49	479		
-4	392	26,6	1,14	445	26	0,62	241		
-7	134	29,5	1,16	155	30	0,76	101		
-10	70	32,3	1,18	82	34	0,91	64		
-13	50	36	1,20	60	40	1,14	57		
Energiforbrug			6245						1997

Tabel 12.4. Sammenstilling af energiforbrug for gammel og ny pumpe

Det fremgår, at besparelsen er godt 4.200 kWh/år. UPE pumpens pris er ca. 13.000 kr. Montagen vil tage et par timer og beløber sig inklusive materialeforbruget til 2.000 kr. Udgiften til årligt vedligehold udgør 300 kr. Den gamle pumpe er slidt, men kan køre 10 år til. Med en elpris på 1 kr. ekskl. moms kan gamle pumpes LCC beregnes til: $LCCUPC = (6.245 \text{ kr.} + 300 \text{ kr.}) \cdot 10 = 65.450 \text{ kr.}$

I samme periode er den nye pumpes LCC: $LCCUPE = 13.000 \text{ kr.} + 2.000 \text{ kr.} + (1.997 \text{ kr.} + 300 \text{ kr.}) \cdot 10 = 37.970 \text{ kr.}$

Efter 10 år er der således sparet 27.480 kr. ved udskiftningen. Dertil kommer at den nye pumpe stadig har en scrapværdi på det tidspunkt.

12.2 Valg af aktuelle belastningsprofiler

I det følgende angives belastningsprofiler for tre forskellige typer af varmeanlæg, hver med to forskellige varmekurver. Antallet af driftssituationer for de 6 forskellige profiler er 5. Dette er tilstrækkeligt nøjagtigt, øvrige usikkerheder taget i betragtning. Nogle af pumpeleverandørernes elektroniske kataloger tillader indlæsning af brugerdefinerede driftsprofiler – typisk 4 eller 5 angivelser. I nedenstående tabel 12.5 er angivet anbefalede værdier til beregning af anlæggenes **minimumskaraktistikker**. I tabellerne 12.6 - 12.11 er angivet anbefalet max. flow samt flow og tryk i procent af max. fordeling i fyringssæsonen.

Anlægstype	Δp_0 [kPa]		$\Delta p_{\max} - \Delta p_0$ [kPa]		Δp_{\max} [kPa]	Anlægstype
	Termostater	Kontraventil	I alt	Kedel/veksler		
1. fjernvarme	10	10	20	0	30	Type 1: Nyere to-strengs anlæg 70/40
1. kedel	10	0	10	20	30	Type 2: Ældre to-strengs anlæg i ejendom med EBF 65/45
2. fjernvarme	10	10	20	0	20	Type 1: Et-strengs anlæg i ejendom med EBF 60/53
2. kedel	10	0	10	10	20	
3. fjernvarme	5	10	15	0	5	
3. kedel	5	0	5	10	5	

Tabel 12.5. Værdier for beregning af minimale tryktab i forskellige typer varmeanlæg. Værdierne er vejledende nøgletal. Der kan i praksis findes betydelige variationer. Hvis type 3 anlægget oprindeligt er dimensioneret med pumpe tillægges ΔP_{\max} 10 kPa.

Anlæggene er defineret som følger:

Type 1: To-strengs anlæg dimensioneret i henhold til bygningsreglementets lavtemperaturbestemmelse. Fremløbstemperatur 70°C. Returtemperatur 40°C. Dette anlæg er egnet til "intelligente pumper" med "proportionaltryksregulering".

Type2: Ældre to-strengs anlæg oprindeligt dimensioneret til pumpecirkulation 80/60°C. Herefter er der indført energibesparende foranstaltninger (ca. 30% besparelse i varmeforbrug), så returtemperaturniveauet i anlægget – henført til -12°C ude-temperatur har kunnet sænkes til 65/45. Da flowet ligeledes har kunnet sænkes ca. 30% er tryktabet i rømtættet meget lille. Til gengæld kan der være indført strengreguleringsventiler. Også dette anlæg er egnet til "intelligente pumper" med "proportionaltryksregulering".

Type 3: Et-strengs anlæg med lodrette strenge, oprindeligt dimensioneret til naturlig cirkulation. Der er opnået ca. 30% energibesparelse i forhold til oprindeligt. Anlægget er forsynet med et-strengs radiatortermostater og der er indført strengreguleringsventiler. Med disse forhold vil temperaturniveauet ved -12°C udetemperatur blive ca. 60/53°C. Den almindelige opfattelse er at der skal være temmelig konstant flow i et-strengs anlæg. Det er dog ikke sikkert at dette er nødvendigt. Specielt: ikke for anlæg oprindeligt dimensioneret til naturlig cirkulation.

Type 1: Nyere tostrengsanlæg 70/40, Tfrem, min = 25°C, Max flow pr. kW varme = 28,7 L/h						
Timer fra histogram	739	2015	2386	526	120	
Flow i % af max	40	66	80	90	97	
Fjernvarme - differenstryk kPa	24,8	33,2	39,3	44,2	48,2	
Egen kedel - differenstryk kPa	18,0	32,0	42,2	50,3	57,0	
Fjernvarme - tryk i % af max	49,6	66,5	78,7	88,3	96,4	
Egen kedel - tryk i % af max	30,0	53,4	70,4	83,8	95,0	
Ude-temperatur C	13,8	7,4	1,0	-5,4	-11,8	
Fremløbs-temperatur C	32	42	51	59	66	

Tabel 12.6. Belastningsprofil for pumpe i nyere tostrengs varmeanlæg med et driftstimental på 5786 pr. år og en fremløbstemperatur på minimum 25 grader.

Type 1: Nyere tostrengsanlæg 70/40, Tfrem, min = 40°C, Max flow pr. kW varme = 28,7 L/h						
Timer fra histogram	739	2015	2386	526	120	
Flow i % af max	17	42	61	77	93	
Fjernvarme - differenstryk kPa	20,9	25,2	31,1	38,0	45,8	
Egen kedel - differenstryk kPa	11,5	18,7	28,5	39,9	52,9	
Fjernvarme - tryk i % af max	41,8	50,4	62,1	75,9	91,5	
Egen kedel - tryk i % af max	19,2	31,2	47,4	66,5	88,2	
Ude-temperatur C	13,8	7,4	1,0	-5,4	-11,8	
Fremløbs-temperatur C	45	51	57	63	66	

Tabel 12.7. Belastningsprofil for pumpe i nyere tostrengs varmeanlæg med et driftstimental på 5786 pr. år og en fremløbstemperatur på minimum 40 grader.

Type 2: Ældre tostrengsanlæg i ejendom med EBF 65/45, Tfrem, min = 25°C, Max flow pr. kW varme = 43,0 L/h						
Timer fra histogram	739	2015	2386	526	120	
Flow i % af max	36	63	77	88	96	
Fjernvarme - differenstryk kPa	22,7	27,8	32,0	35,5	38,6	
Egen kedel - differenstryk kPa	14,0	21,7	27,9	33,2	37,9	
Fjernvarme - tryk i % af max	56,6	69,5	79,9	88,7	96,4	
Egen kedel - tryk i % af max	34,9	54,3	69,9	83,1	94,7	
Ude-temperatur C	13,8	7,4	1,0	-5,4	-11,8	
Fremløbs-temperatur C	31	40	48	55	66	

Tabel 12.8. Belastningsprofil for pumpe i ældre tostrengs varmeanlæg med et driftstimental på 5786 pr. år og en fremløbstemperatur på minimum 25 grader.

Type 2: Ældre tostrengsanlæg i ejendom med EBF 65/45, Tfrem, min = 40°C, Max flow pr. kW varme = 43,0 L/h						
Timer fra histogram	739	2015	2386	526	120	
Flow i % af max	15	37	55	72	96	
Fjernvarme - differenstryk kPa	20,4	22,7	26,0	30,5	36,3	
Egen kedel - differenstryk kPa	10,7	14,0	19,0	25,7	34,5	
Fjernvarme - tryk i % af max	51,1	56,7	65,1	76,1	90,8	
Egen kedel - tryk i % af max	26,6	35,1	47,6	64,2	86,2	
Ude-temperatur C	13,8	7,4	1,0	-5,4	-11,8	
Fremløbs-temperatur C	44	50	54	59	66	

Tabel 12.9. Belastningsprofil for pumpe i ældre tostrengs varmeanlæg med et driftstimental på 5786 pr. år og en fremløbstemperatur på minimum 40 grader.

Type 3: Et strengsanlæg i ejendom med EBF 60/53, T_{frem}, min = 25°C, Max flow pr. kW varme = 122,8 L/h

Timer fra histogram	739	2015	2386	526	120
Flow i % af max	30	52	67	80	93
Fjernvarme - differenstræk kPa	15,5	16,4	17,2	18,2	19,3
Egen kedel - differenstræk kPa	6,4	9,1	11,6	14,6	18,0
Fjernvarme - tryk i % af max	77,3	81,8	86,1	90,9	96,7
Egen kedel - tryk i % af max	31,8	45,3	58,2	72,8	90,0
Ude-temperatur C	13,8	7,4	1,0	-5,4	-11,8
Fremløbs-temperatur C	331	38	45	51	57

Tabel 12.10. Belastningsprofil for pumpe i et-strengs varmeanlæg med et driftstimet på 5786 pr. år og en fremløbstemperatur på minimum 25 grader.

Type 3: Et strengsanlæg i ejendom med EBF 60/53, T_{frem}, min = 40°C, Max flow pr. kW varme = 122,8 L/h

Timer fra histogram	739	2015	2386	526	120
Flow i % af max	11	28	43	59	81
Fjernvarme - differenstræk kPa	15,1	15,4	15,9	16,7	18,3
Egen kedel - differenstræk kPa	5,2	6,2	7,8	10,2	14,8
Fjernvarme - tryk i % af max	75,3	77,0	79,6	83,6	91,3
Egen kedel - tryk i % af max	26,0	31,1	38,9	50,8	74,0
Ude-temperatur C	13,8	7,4	1,0	-5,4	-11,8
Fremløbs-temperatur C	43	48	51	55	58

Tabel 12.11. Belastningsprofil for pumpe i et-strengs varmeanlæg med et driftstimet på 5786 pr. år og en fremløbstemperatur på minimum 40 grader.

Eksempel 18 – udskiftning af cirkulationspumper i varmeanlæg – Anvendelse af tabel 12.6

Et varmeanlæg til en boligblok med 200 lejligheder bruger i henhold til varmeregnskabet 2,5 GWh fjernvarme pr. år ved 2906 graddage. Anlægget svarer til type 2. I varmecentralen er varmekurven indstillet godt 65°C om vinteren og til ca. 40°C om sommeren (T_{frem, min} = 40°C). Anlægget er monteret med en Grundfos UPC 80 – 120, installeret i 1985, der står på trin 2. Anlægget er forsynet med veksler.

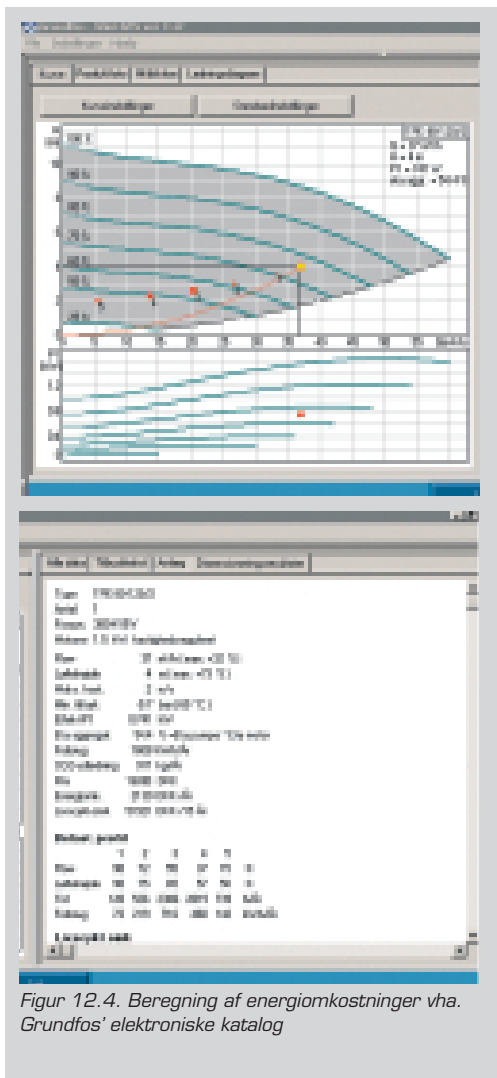
Der regnes med graddageafhængigt forbrug (GUF) på 25% og et maksimalt imetal svarende til -12°C ude på 2200 h/år. Herved fås dimensionerende varmetab på:

$$P_{\max} = 0,75 \cdot 2500 \cdot 1000/2200 = 850 \text{ kW}$$

Max flowet fås af tabel 12.9 til 43 l/h pr. kW eller $850 \cdot 43/1000 = 37 \text{ m}^3/\text{h}$.

Tommelfingerregel: Ved omregning mellem varmeforbrug på årsbasis i normalåret og belastning ved -12°C anvendes et maksimalt imetal 2200 timer pr. år.

Pumpens belastningsprofil kan nu aflæses af samme tabel. Pumpen udskiftes til en Grundfos pumpe type TPE 80-120/2. I de elektroniske pumpekataloger på markedet kan indlæses et antal driftssituationer. Her anvendes typisk max flow og de enkelte driftssituationer repræsenteret ved % af max flow hhv max differenstræk. De tal som skal indtastes i det elektroniske katalog, hentes fra tabel 12.9.



Figur 12.4. Beregning af energiomkostninger vha. Grundfos' elektroniske katalog

I dette eksempel er energiomkostningen beregnet vha. Grundfos' elektroniske katalog, men også andre leverandørers programmer kan anvendes til dette.

Den gamle pumpes elforbrug er vanskeligere at estimere. Dels findes der ikke detaljerede data i de gamle kataloger, dels kan pumpens virkningsgrad være reduceret. Det gamle katalog angiver for speed 2 elforbrug mellem 750 og 1.385 W. Et rimeligt skøn vil derfor være godt 1.000 W og et årsforbrug på ca. 6.000 kWh og en årlig udgift på 8.000 kr. Tilbagebetalingstiden vil da være 3 til 4 år, samtidig med at den gamle pumpe er nedslidt.

Allerede efter 3 år er den nye pumpe tilbagebetalt. Alternativt vil man have en gammel nedslidt pumpe med et årligt energiforbrug på knap 6.000 kWh mere end nødvendigt.

Eksempel 19 - Anvendelse af tabellerne, når der måles andre flow og temperaturer end præcis som i tabellerne

Der tages udgangspunkt i anlægstype, varme-kurve, udetemperatur og de procentvise flow og differenstræk. Der ses bort fra, at fremløbs-temperaturen kan afvige. Et nyere anlæg er dimensioneret til 70/40. Varmekurven be-dømmes som "stejl", dvs med lav temperatur ved høje udetemperaturer. Ved hjemtagelse af data er udetemperaturen målt til 0°C. Ved hjælp af varmeenergimåleren og pumpens påbyggede manometre måles:

$$Q = 12 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 4 \text{ m VS} \sim 40 \text{ kPa}$$

Jf. tabel 12.6 for anlæg type 1 med stejl varme-kurve er flowet ca. 82% af max og trykket ca. 80% af max ved 0°C ude.

Pumpens dimensioneringsforhold er da:

$$\text{Flow: } 12/0,82 = 14,6 \text{ m}^3/\text{h og}$$

$$\text{tryk: } 40/0,8 = 50 \text{ kPa.}$$

Denne metode vil ved nyanskaffelse af pumper være bedre at anvende end blot at vælge en pumpe magen til den eksisterende. Hvis man ved valg af pumpesystem inddrager flere let målbare parametre som aktuel afkøling, årligt varmekonsum, antal lejligheder, rørdimensioner i teknikkummet m.m. vil man komme den helt rigtige pumpevalgelse nærmere.

Vedligeholdelse

Uden en fornuftig vedligeholdelsesindsats vil pumpe-anlæggets virkningsgrad langsomt, men sikkert, blive forringet. Pumpens virkningsgrad vil falde grundet slid og aflejringer af urenheder på hjul og i pumpehus. Endvidere vil der ophobes urenheder i de øvrige komponenter, f.eks. varmevekslere og ventiler, med større tryktab og energiforbrug til følge.

Uden en fornuftig vedligeholdelsesindsats vil der endvidere være risiko for at reguleringsventiler samt tryk-, flow- og temperaturtransmittere bliver defekte, hvorfor anlægget ikke vil fungere optimalt eller i værste tilfælde slet ikke fungere.

For at undgå forringelse af pumpeanlæggets virkningsgrad og forøget energiforbrug, bør der indføres vedligeholdelsesrutiner der omfatter regelmæssig kontrol af:

- **beskadigelse af/slid på pumpens løberhjul.**
- **tilsmudsning af pumpens løberhjul**
- **motorens køling og fastspænding af motor- og pumpelejer**
- **pakdåse-vibrationer, støj og kavitation**
- **tilsmudsning af anlægskomponenter, såsom varmevekslere, ventiler, filtre m.m.**
- **reguleringsventiler**
- **tryk-, flow- og temperaturtransmittere**

Årsagen til beskadigelse af eller slid på pumpens løberhjul vil ofte være kavitation. Kavitation forkorter en pumpes levetid og resulterer i en hurtig forringelse af virkningsgraden. Årsagerne til kavitation kan være fejldimensionering af pumpeanlægget, f.eks. for lille sugeledning til pumpen eller for stor tilløbshøjde til pumpen. Årsagerne kan også være ændringer af anlæggets setpunkter eller at pumpen suger fra tilsmudsede filtre eller vekslere. Risikoen for kavitation som følge af tilsmudsede filtre eller vekslere kan minimeres, hvis der er indført vedligeholdelsesrutiner der omfatter kontrol af tilsmudsningen af disse anlægskomponenter.

Tjekskema for pumpeanlæg

I nedenstående tabel er angivet en række forhold som har indflydelse på pumpeanlæggets drift og energieffektivitet og som bør undersøges.

	Tjek i forbindelse med besøg	Forhold, der bør undersøges nærmere
Behovsanalyse	Dokumentation, herunder tegninger, for anlægget	Undersøg, om der findes dokumentation, herunder tegninger, for anlægget: <ul style="list-style-type: none"> • Brug disse tegninger til at få et overblik over anlægget. • Lav en simpel skitse af anlægget der kan hjælpe med at give et overblik.
	Pumpe-systemets opgave	Undersøg, om pumpe-systemet kan opfylde givne behov: <ul style="list-style-type: none"> • Undersøg om pumpen er i stand til at levere en ønsket volumenstrøm ved et givent tryk.
Anlæggets driftstilstand	Trykfald i anlægget	Undersøg, om der er store trykfald i anlægget: <ul style="list-style-type: none"> • Aflys eller mål trykstigning over pumpen. • Aflys eller mål, hvis det er muligt, trykfald over kritiske komponenter, f.eks. pladevarmevekslere eller filtre. • Undersøg, om der benyttes afspæringsventiler med fuldt gennemløb. • Undersøg, om der benyttes kontraventiler med minimale modstandstal, f.eks. klap kontraventiler
	Volumenstrømme (flow)	Undersøg, om volumenstrømmen er korrekt: <ul style="list-style-type: none"> • Foretag måling af volumenstrømmen.

	Tjek i forbindelse med besøg	Forhold, der bør undersøges nærmere
Anlæggets driftstilstand	Virkningsgrad for motorer	Undersøg, om det er muligt og rentabelt at udskifte til en Sparemotor: <ul style="list-style-type: none"> • Foretag måling af motorens effektoptag til bestemmelse af virkningsgraden. Målingen foretages kun på tørløberpumper.
	Virkningsgrad for pumper	Undersøg om det er muligt og rentabelt at udskifte pumpen til en Sparepumpe: <ul style="list-style-type: none"> • Foretag måling af trykstigningen over pumpen, volumenstrømmen og motorens effektoptag til bestemmelse af virkningsgraden.
Styring/regulering	Automatik på anlægget	Undersøg, om anlægget er forsynet med automatik: <ul style="list-style-type: none"> • Undersøg, om anlægget er forsynet med automatik der afbryder pumpen, når der er ikke er behov for at den er i drift. Som eksempel kan nævnes automatik der afbryder cirkulationspumpen i varmeanlæg udenfor fyringssæsonen.
	Regulering af pumpens omdrejningstal	Undersøg, om pumpen er forsynet med omdrejningstal regulering: <ul style="list-style-type: none"> • Undersøg, om pumpens omdrejningstal reguleres i forhold til behovet, f.eks. -varme- eller kølebehovet.

	Tjek i forbindelse med besøg	Forhold, der bør undersøges nærmere
Service/vedligehold	Anlæggets service og vedligeholdelsestilstand	Undersøg, om der foretages regelmæssig service og vedligeholdelse på anlægget: <ul style="list-style-type: none"> • Undersøg, om der foretages regelmæssig kontrol af beskadigelse og tilsmudsning af pumpens løberhjul. • Undersøg, om der foretages regelmæssig kontrol af tilsmudsning af anlægskomponenter, såsom varmevekslere, filtre m.m. • Undersøg, om der foretages regelmæssig kontrol af ventiler, transmittere (tryk, flow og temperatur) m.m.

10 gode råd

1. Reduktion af driftstid
2. Optimering af pumpevirkningsgrad
3. Optimering af motorvirkningsgrad
4. Reduktion af tryktab i anlægget
5. Regulering af pumpens omdrejningstal efter behov
6. Opdeling af pumpesystem på flere pumpeenheder
7. Reduktion af flow evt. i perioder
8. Reduktion af tryk evt. i perioder
9. Optimering af vandfordelingen
10. Tilpasning af pumperegulering til den ønskede opgave

Andre kilder

Andre hjælpværktøjer - links - kilder

Håndbøger

- /1/ Pumpeståbi - 3. udgave, Ingeniøren bøger, 2000, Torben Larsen. ISBN: 87-571-2296-2
- /2/ Pumpedrift og energi - 3. udgave, Heilmanns Forlag, 1999, Thomas Heilmann. ISBN 87-90603-03-6
- /3/ Energibevist projektering af pumpeanlæg Foreningen af Rådgivende Ingeniører F.R.I. November 2000
- /4/ Varme- og klimateknik, Danvak, Grundbog 2. udgave, H. E. Hansen, P. Kjerulf-Jensen & Ole B. Stampe. ISBN: 87-982652-1-0
- /5/ Værktøj til elbesparelser i pumpesystemer, Dansk Energi Analyse A/S, Mogens Mikkelsen (Dansk Energi Analyse A/S), Finn Alex Hansen (Carl Bro Bys as), Hans Andersen (DEFU) og Thomas Heilmann (Ingeniørhøjskolen Københavns Teknikum)
- /6/ Håndbog i energirådgivning Bind 5 Pumper Jørn Borup Jensen (DEFU), Peter Tjelberg Mortensen (Københavns Belysingsvæsen), Frode Antvorskov (DIA-B) og Mogens West (NESA). Danske Elværkers Forening, 1992

Statistikker

/7/ Fjernvarmestatistik 2001. Dansk Fjernvarmeforening (DFF)

/8/ Vandforsyningsstatistik 2001. DANVA - Dansk Vand- og spildevandsforening

Hjemmesider

Elselskaberne i Danmark
www.elselskaberneidanmark.dk

Sparepumper
www.sparepumpe.dk

Sparemotorer
www.sparemotor.dk

Spareventilator
www.spareventilator.dk

Energiguident
www.energiguident.dk

ELFOR
www.elfor.dk

Energibevdst projektering
www.energibevdst.dk

Teknologisk Institut
www.teknologisk.dk

Energistyrelsen
www.ens.dk