



VALG AF PUMPE

-inkl. regulering...



pumper

INDHOLDSFORTEGNELSE

PUMPEVALG - INKL. REGULERING	3
REGULERINGSFORMER OG ENERGIEFFEKTIVITET	4,5,6
ENERGIFORDELINGEN	7
PUMPEVALG OG POTENTIALE, VALBYHOLM	8
PUMPEVALG OG POTENTIALE, PARKVÆNGET	9
PUMPEVALG OG POTENTIALE, RØDOVRE PARKVEJ	10
ANALYSEMETODER - "RÅDGIVERREDSKABER"	11 - 15
NYTTIGE TIPS TIL ARBEJDET MED VALG AF PUMPER	16

PUMPEVALG INKL. REGULERING

PUMPENS OPGAVER OG VALG AF PUMPE

Denne pjeces fokuserer udelukkende på pumper i centralvarmeanlæg. Pumpen skal være dimensioneret til at kunne levere en nødvendig vandmængde fra en kedel eller en veksler ud til en/flere radiatorer. Ved den dimensionerende udetemperatur -12°C er fremførelsen af varmt vand $50-70^{\circ}\text{C}$ af en sådan størrelse, at varmetabet fra bygningen præcis modsvarer fremført varmemængde og gratisvarme i bygningen således, at en ønsket rumtemperatur på fx 20°C kan fastholdes.

Ud over et dimensionerende flow for pumpen haves også et dimensionerende tryktab, som er tryktabet rundt i vandkredsen - rør, radiatorer, ventiler m.v. - med fuldt åbne reguleringsventiler.

En ejendom har som bekendt langt længere levetid end en pumpe. Ejendommen består forhåbentlig mere end 100 år, mens der må påregnes pumpekift hver 10. år. Igennem ejendommens løbetid sker som oftest en udviklingen i varmebehovet til ejendommen - nye vinduer, nye radiatorer, nyt tag, ny isolering osv. - alle tiltag som vil have en reducerende effekt på nødvendig varmetilførsel leveret af pumpen.

Det er dog yderst sjældent, at der vælges en mindre pumpe, når tiden er inde til et pumpekift. I de senere år har et pumpekift ofte bevirket, at en omdrejningsregulerbar pumpe er valgt - men størrelsen er som regel uændret. Findes pumpen ikke med eksakt samme data, vælges der i mange tilfælde en pumpe, der er nummeret større. Alt i alt betyder det, at pumpen ikke vælges en eller to numre mindre, selvom en sådan vil kunne levere nødvendigt flow næst kommende kolde vinterdag.

VARIATIONER I OPGAVEN

Driftsforholdene for en pumpestation i en beboelsesejendom er en foranderlig størrelse. Primært afhænger flowbehovet af varmebehovet i bygningen, som primært afhænger af udeluftens konditioner i form af temperatur og vind. Den ønskede temperatur i boligen er ca. $21-23^{\circ}\text{C}$. Under de klimatiske forhold i Danmark bevirker dette, at opvarmningssæsonen går fra okt-maj. I denne periode vil der være tale om meget store variationer i flowbehovet. Faktisk vil der typisk i over halvdelen af tiden være behov for mindre end det halve flow set i forhold til den dimensionerende situation ved en udetemperatur på -12°C . Som supplement til at varieres flowet for tilpasning af den leverede varmeydelse, ændres også fremløbstemperaturen på vandet, også kaldet udekompensering. Ved højere udetemperatur sænkes fremløbstemperaturen, hvilket bevirker at kravet til flowreduktioner bliver reduceret, da en del af variationen i varmebehov dækkes af reduceret temperaturdifferens.

Der vil dog altid være et udtalt behov for at kunne variere pumpeflowet, for at kunne kontrollere leveret varmeydelse. Et leveret pumpeflow afhænger af tilpasningen mellem pumpens

ydelseskurve og anlæggets modstandskurve. I et givent arbejds punkt vil pumpens trykydelse og anlæggets modstand svare præcis til hinanden, og pumpen vil levere netop flowet svarende hertil. Anlæggets modstandskurve ændres via ventiler, fx radiatortermostaterne. En ventil, der spændes til, øger modstanden og giver en stejlere anlægskurve, hvilket reducerer flowet. Ydelseskurven parallelforskydes nedad ved at reducere pumpens omdrejningstal.

Ud over der skal vælges en konkret pumpe, skal der ydermere vælges en grundlæggende reguleringsstype:

- *fast omdrejningstal, flowregulering udelukkende via termostaterne/ventilerne*
- *omdrejningstalsregulering, konstant trykydelse, flowregulering som kombination af termostater og omdrejninger*
- *omdrejningstalsregulering, variabel trykydelse, flowregulering som kombination af termostater og omdrejninger - dog primært omdrejningerne*
- *omdrejningsregulering, minimal trykydelse, flowregulering udelukkende via omdrejningerne på pumpen*

PJECENS OPBYGNING

Den første del af pjecen er baseret på laboratorieforsøg udført på pumpestationen hos Teknologisk Institut. Forsøgene belyser, hvorledes energitabene fordeler sig i motor, pumpe, reguleringsventiler alt efter valgt arbejds punkt og valgt reguleringsform. Endvidere er også udført målinger, hvor pumpestationen består af to mindre pumper fremfor én stor.

Den midterste sektion af pjecen belyser ud fra tre konkrete installationer, hvorledes der selv med anvendelse af e-pumper kan spares 20-30% ved at vælge en pumpe i mere optimal størrelse. Ydermere er for de tre forskellige bygninger vist nogle nøgletal, med betydning for varmeanlægget.

Den sidste del af pjecen beskriver nogle brugervenlige rådgivermetoder, til brug ved vurdering af eksisterende pumpeanlæg i varmeinstallationerne. Metodernes udgangspunkt er at tidsforbruget og anvendelsen af måleudstyr skal være yderst begrænset.

På bagsiden af pjecen findes nogle nyttige tips til arbejdet med at vælge pumper til varmeinstallationer. Tips som dels indeholder driftsmæssige facts, dels indeholder en litteraturliste, hvor mere viden kan hentes om energirigtigt valg og drift af pumper til varmeinstallationer.

*Go' fornøjelse
Claus Martin Hvenegaard og Hans Andersen
Teknologisk Institut*

REGULERINGSFORMER OG EFFEKTIVITET

De næste tre sider behandler i generelle størrelser forskellige reguleringsformer til varmeanlæg med henblik på, at vurdere energieffektivitet. Alle kurver er baseret på målinger foretaget på pumpestanden placeret på Teknologisk Institut - Center for Ventilation og Proces.

TYPISK TABSFORDELING I FORSKELLIGE BELASTNINGSPUNKTER

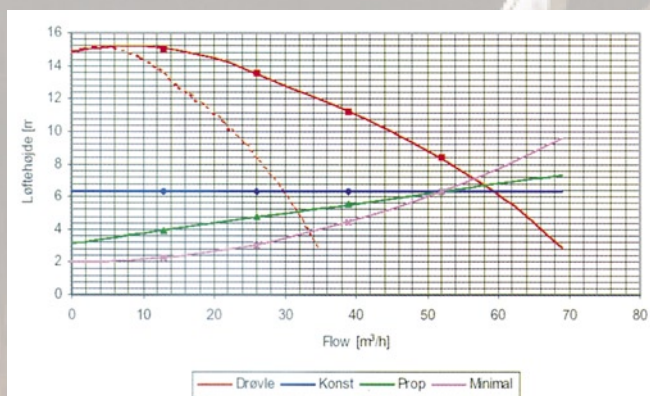
(motor, pumpe, regulering)

Når reguleringsformen skal vurderes i energimæssig henseende, er det nødvendigt for varmeanlæg at basere vurderingen i forskellige belastningspunkter med flow nede fra 25% op til 100%.

I eksemplet nedenfor er benyttet to parallelkoblede tørløbere, som er reguleret efter principperne:

- drøvling
- frekvensomformer, konstant differenstryk
- frekvensomformer, proportionalt faldende differenstryk
- frekvensomformer, langs minimalkurven

Tabfordelingerne ændres af flere årsager. På nedenstående figur ses, hvorledes trykydelsen over pumpen ændres afhængigt af, hvilken reguleringsform der er valgt. Ved samme flowydelse kan der være faktor 3-4 i forskel på trykydelsen, hvilket selvfølgelig slå igennem på effektoptaget.

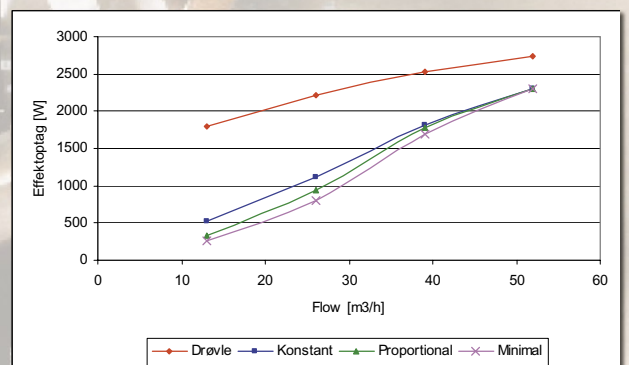


Figur 1. Kurver for flow og løftehøjde ved forskellige reguleringsformer

I figur 1 er for to parallelkoblede pumper - rød fuldt optrukken som er rød stiptet med dobbelt flow - vist, hvorledes arbejds punkterne i henholdsvis 25, 50, 75 og 100% flow ændres afhængigt af reguleringsformen. For drøvlingen - punkterne på rød fuldt optrukken - vil det stigende tryk ligge over termostatventilerne efterhånden som de lukker i. Begge pumper kører ved fuld hastighed. For konstant trykregulering - blå fuldt optrukken - vil den ene pumpe køre med fuld hastighed og den anden reguleres ned - indtil den ene pumpe kan dække behovet alene. For proportionaltrykregulering - grøn fuldt optrukken - vil det samme ske, blot med vigende differenstryk afhængigt af, hvor hårdt pumpen er belastet.

Den lille kurve - regulering langs minimal kurven - er den mest effektive, men den kræver en trykmåling over den mest kritiske radiator, så man er sikker på der altid vil være tryk til rådighed.

I figur 3-6 er vist effektoptagets fordeling på tab i motor/styring, tab i reguleringsventil, tab i pumpe og energi til den primære hydrauliske opgave. Søjlediagrammerne er vist for henholdsvis 25, 50, 75 og 100% flow. På alle fire figurer ses, at drøvleregulering er den mindst energieffektive reguleringsform. Ved 25% flow er der markant forskel i effektoptagene, når der benyttes drøvleregulering i sammenligning med de andre reguleringsformer. Forskellen skyldes, som det ses, store tab i ventiler og pumpe. Den mest energieffektive reguleringsform er regulering af flowet langs anlæggets minimalkarakteristik. Det skyldes, at tabene i ventilerne ved denne reguleringsform er mindre ved alle flow lavere end 100%. Grunden til dette er, at differenstrykket over ventilerne er konstant ved alle flow. Ved konstanttryk- og proportion altrykregulering vil differenstrykket over ventilerne være højere end nødvendigt.



Figur 2. Kurver for flow og effektoptag ved forskellige reguleringsformer

REGULERINGSFORMER OG EFFEKTIVITET

BEGREBET VARIGHEDSKURVE

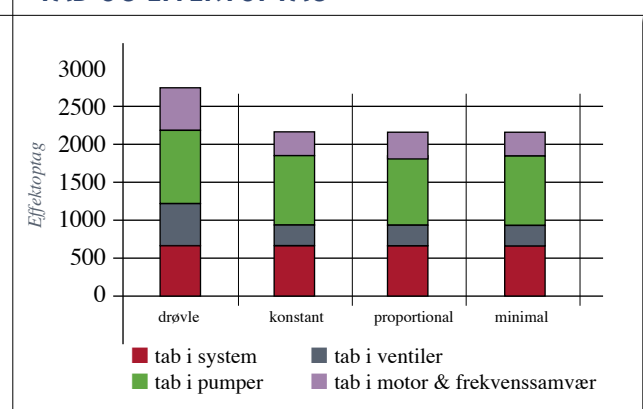
(varmeanlæg, industrianlæg)

For at vurdere den samlede energieffektivitet af en installation er det nødvendigt at kombinere den før nævnte viden omkring

effektivitet i belastningspunkter med viden om driftstimer i det enkelte belastningspunkt set over en sæson.

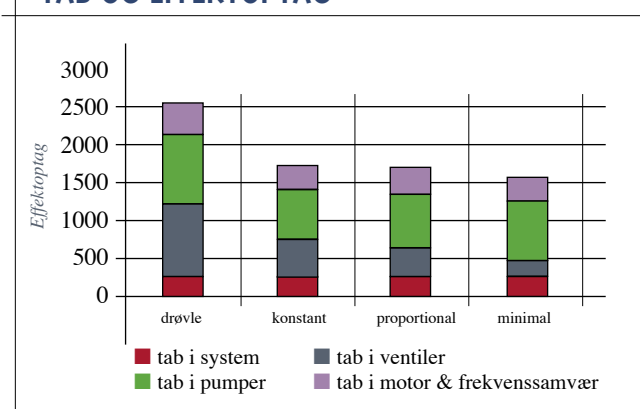
For ethvert pumpeanlæg kan der konstrueres en varighedskurve, der illustrerer sammenhængen mellem pumpeanlæggets nødvendige ydelse (flow og evt. løftehøjde) og antal driftstimer over året.

TAB OG EFFEKTOPTAG



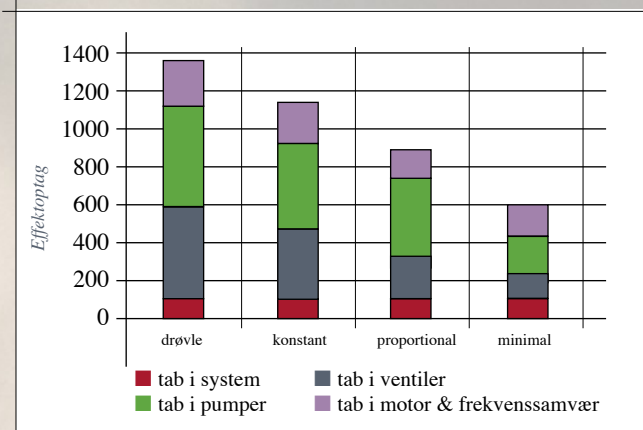
Figur 3. Tabsfordeling ved 100%

TAB OG EFFEKTOPTAG



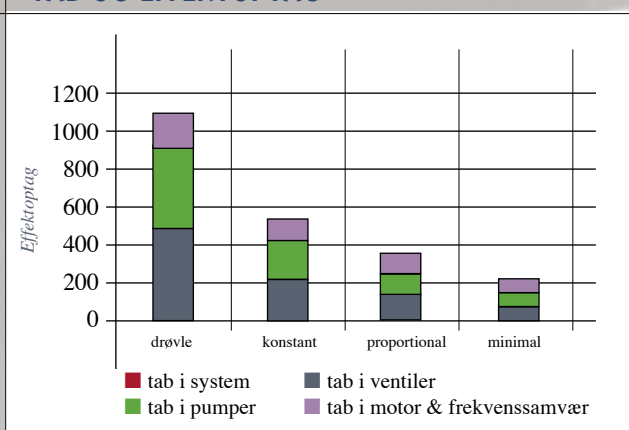
Figur 4. Tabsfordeling ved 75%

TAB OG EFFEKTOPTAG



Figur 5. Tabsfordeling ved 50%

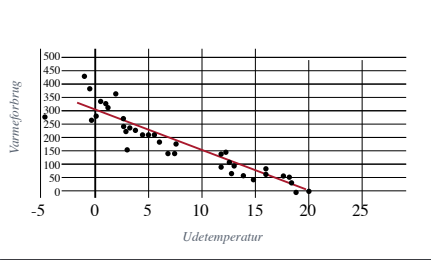
TAB OG EFFEKTOPTAG



Figur 6. Tabsfordeling ved 25%

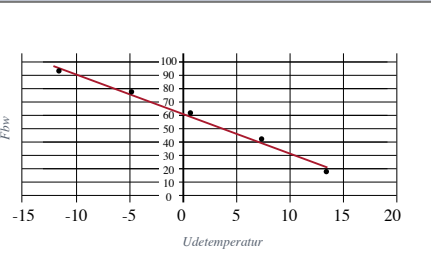
REGULERINGSFORMER OG EFFEKTIVITET

UDETEMPERATUR OG VARMEFORBRUG



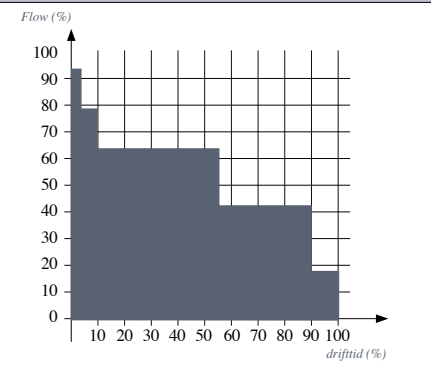
Figur 7. Målte varmekonsum til et centralvarmeanlæg som funktion af udetemperaturen

UDETEMPERATUR OG VARMEFORBRUG



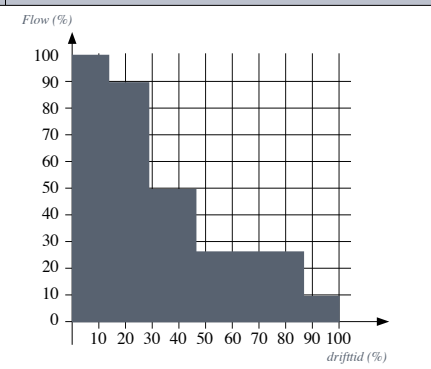
Figur 8. Flow i centralvarmeanlæg som funktion af udetemperaturen

FLOW OG LØFTEHØJDER



Figur 9. Varighedskurve for centralvarmeanlæg

FLOW OG LØFTEHØJDER



Figur 10. Varighedskurve for industrielt pumpeanlæg

Centralvarmeanlæg er kendetegnet ved, at varmebehovet varierer med udetemperaturen. I figur 7 ses et eksempel på målte varmekonsum til et centralvarmeanlæg som funktion af udetemperaturen.

Som det ses i figur 7 er der betydelig variation i det nødvendige varmebehov afhængigt af udetemperaturen.

Det samme er, som det ses i figur 8, gældende for det nødvendige flow.

Med baggrund i disse, ses i figur 9 et eksempel på hvorledes det nødvendige flow varierer over en fyringssæson (5.786 timer). I en meget lille procentdel af driftstiden er der brug for et flow tæt på det maksimale, mens der i 3/4 af driftstiden er brug for et flow omkring 50% af det maksimale.

I figur 10 ses en typisk varighedskurve for et industrielt pumpeanlæg. Denne type anlæg er kendetegnet ved, at der er store og hurtige variationer i det krævede flow. Modsat centralvarmeanlæg er der behov for store flow og tæt på max. i en relativ stor del af driftstiden.

Energifordeling (drøvleregulering, konstanttryk- og proportionaltrykregulering samt regulering langs anlæggets minimalkarakteristik)

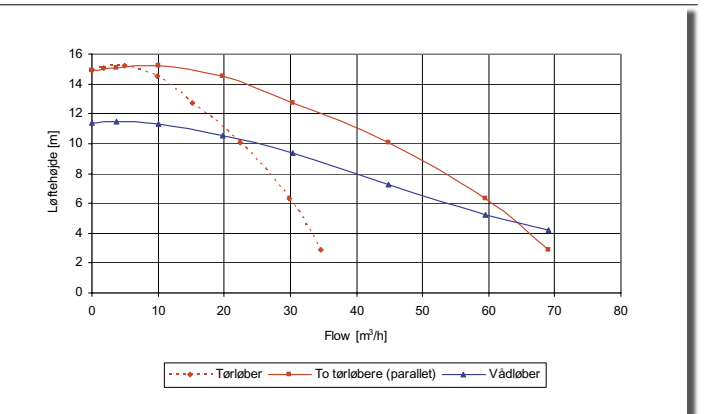
På pumpebanen hos Teknologisk Institut er med basis i to konkrete pumpekonfigurationer udformet en total energivurdering med henblik på at vurdere reguleringsform og valg af pumpe.

I figur 11 ses pumpekarakteristikken for en vådløberpumpe og to parallelkoblede tørløberpumper. Som det ses kan pumperne yde det samme maksimale flow. De to parallelkoblede tørløberpumper yder dog en noget højere løftehøjde i stort set hele flowområdet.

Tørløberpumperne er valgt således, at den resulterende pumpekarakteristik for de to pumper koblet parallelt, er så tæt på pumpekarakteristikken for vådløberpumpen som muligt.

Formålet med dette eksempel er, at foretage en energimæssig sammenligning på regulering af en stor pumpe og to mindre parallelkoblede pumper.

FLOW OG LØFTEHØJDER



Figur 11. Pumpekarakteristik for vådløberpumpe og to parallelkoblede tørløberpumper

ENERGIFORDELINGEN

I figurene 12 til 15 ses energifordelinger for vådløberpumpen og to parallelkoblede tørløberpumper i kWh ved 25, 50, 75 og 100% flow. Som varighedskurve er benyttet Grundfos standardkurve for to-strengede varmeanlæg:

% flow af max	årlige driftstimer
25	3010
50	2394
75	1026
100	410

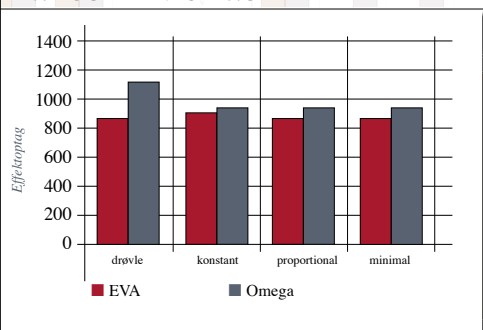
Tabel 1

Ved drøvleregulering ses det, at elforbruget ved samtlige flow er højest for de to parallelkoblede pumper. Det skyldes primært, at de to parallelkoblede pumper yder en højere løftehøjde end vådløberpumpen. Forskellen er dog minimal ved 25% flow.

Ved 75% og 100% flow ses det, at elforbruget til de to parallelkoblede pumper er højest ved alle reguleringsformerne. Ved 50% flow er forskellene i elforbrugene minimale (dog ikke ved drøvleregulering), mens elforbrugene ved 25% flow er lavest for de to parallelkoblede pumper, (hvoraf kun den ene er i drift). Årsagen til dette er, at tabene i pumpe og motor er mindre for den lille pumpe. Belastningsgraden for den store vådløberpumpe falder betydeligt ved 25% flow, hvilket resulterer i større tab i pumpe og motor sammenlignet med den lille tørløberpumpe.

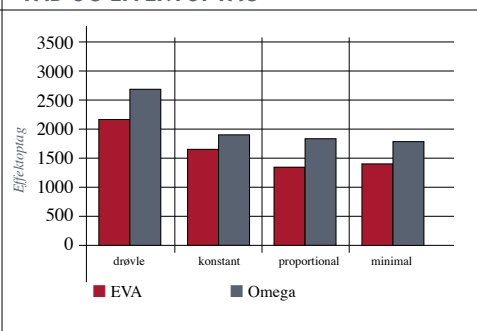
Set over en hel varmesæson viser beregningerne, at der ved anvendelse af konstanttrykregulering, er en fordel i at benytte to mindre parallelkoblede pumper frem for en stor. Ved anvendelse af proportionaltrykregulering er der en lille fordel i at benytte en stor pumpe, mens pumpebestykningen ved anvendelse af regulering langs anlæggets minimalkarakteristik, ikke har nogen energimæssig betydning.

TAB OG EFFEKTOPTAG



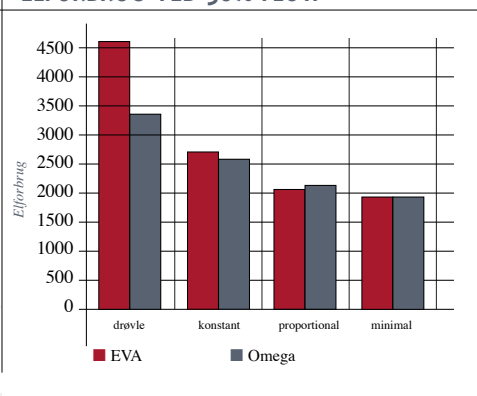
Figur 12. Energifordeling ved 100% flow

TAB OG EFFEKTOPTAG



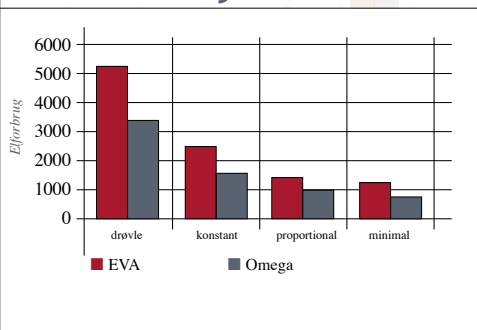
Figur 13. Energifordeling ved 75% flow

ELFORBRUG VED 50% FLOW



Figur 14. Energifordeling ved 50% flow

ELFORBRUG VED 25% FLOW



Figur 15. Energifordeling ved 25% flow

VALBYHOLM

I casen baseret på gennemførte målinger - effekt, tryk og temperaturer I foråret 2004 er vist, hvorledes der kan spares ca. 30% på elforbruget ved at skifte til en mindre pumpe ved næste pumpeskift. Eksemplet baserer sig på virkelige valg i udvalgte pumpekataloger.

EJENDOMSDATA

Ejendommen Valbyholm er opført i 1952 og består af 292 lejligheder (ældreboliger). Ejendommen blev renoveret i 1992-1995. Renoveringen indbefattede bl.a. udskiftning af forsatsvinduer til vinduer med termoruder.

Centralvarmeanlægget er et to-strengs anlæg med termostatventiler. Anlægget er dimensioneret til en fremløbstemperatur på 75°C og en returtemperatur på 35°C ved en udetemperatur på -12°C. Fremløbstemperaturen reguleres efter udetemperaturen, således at centralvarmevandet sendes frem til forbrugsstederne med en temperatur på 75°C ved en udetemperatur på -12°C. Ved en udetemperatur på 15°C sendes centralvarmevandet frem med en temperatur på 35°C. Ejendommens varmeforbrug var 2.500 MWh i 2003.

Centralvarmeanlægget er forsynet med en omdrejningstals regulerbar pumpe (vådløber). Denne pumpe blev installeret for ca. 5 år siden og erstattede to stk. parallelkoblede pumper (vådløbere).

DIMENSIONERENDE FLOW

Det dimensionerende (maksimale) flow kan beregnes på to måder.

Ved hjælp af nedenstående udtryk med antal max timer får man følgende dimensionerende varmetab P_{max} i kW:

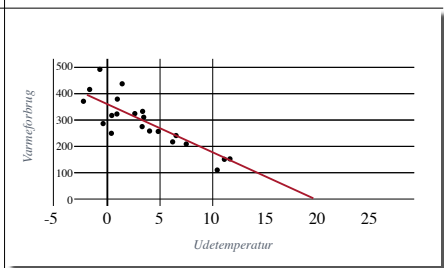
$$P_{max} = \frac{0,80 \cdot 2.500 \text{ MWh} \cdot 1.000}{2.000 \text{ h/år}} = 909 \text{ kW}$$

Dette svarer til et dimensionerende flow Q på:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{909 \text{ kW}}{4,2 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \cdot (75^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C})} = 19,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ved hjælp af energisignaturen (månedlige varmeforbrug som funktion af udetemperaturen fra DMI) kommer man frem til at varmeforbruget på en måned, hvor udetemperaturen er -12°C, vil være ca. 600 MWh. Trækkes GUF (det gradvise uafhængige forbrug) ud af det, fås et varmeforbrug på 560 MWh.

UDETEMPERATUR OG VARMEFORBRUG



Figur 16. Energisignatur

Det svarer til at der vil cirkulere følgende vandmængde i centralvarmeanlægget:

$$V = \frac{560 \text{ MWh}}{(75^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C})} \cdot 860 = 12.040 \text{ m}^3$$

Dette svarer igen til et gennemsnitsflow på:

$$Q = \frac{12.040 \text{ m}^3}{30 \text{ dage} \cdot 24 \text{ timer/dag}} = 17 \text{ m}^3/\text{h}$$

Flowet må derfor formodes at ligge et sted mellem 17 og 19 m³/h

DIMENSIONERENDE DRIFTPUNKT

Ud fra trykmålingen over pumpens flanger, ses det at pumpen kører konstantrykregulering, ca. 3,5 mVs. Dette driftspunkt er indtegnet i pumpekarakteristikken i figur 17.

ALTERNATIV PUMPE OG/ELLER REGULERING

Ved hjælp af bygningens alder, det bebyggede areal samt det opvarmede areal, kan bygningens P-faktor vha. figur 30 bestemmes til 1,7 W/(m²·K). Bygningens dimensionerende varmetab P_{max} kan herefter beregnes til:

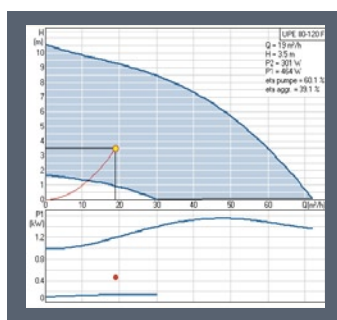
$$P_{max} = 1,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot 21.946 \text{ m}^2 \cdot (20^\circ\text{C} - (-12^\circ\text{C})) = 1.194 \text{ kW}$$

Det dimensionerende (maksimale) flow kan herefter beregnes til:

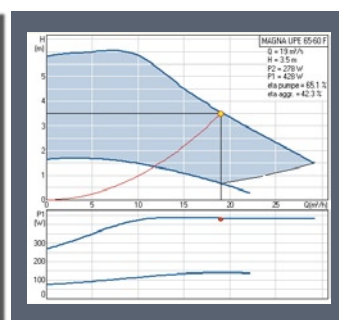
$$Q = \frac{1.194 \text{ m}^3 \cdot 0,86}{(75^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C})} = 25,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dette beregnede flow er ca. 35 % højere end det i pumpekarakteristikken bestemte flow. Den relative store forskel skyldes primært at bygningens klimaskærm er blevet energimæssigt forbedret, hvilket har reduceret det dimensionerende varmetab betydeligt.

Hvis man plottes et dimensionerende driftspunkt (Q,H) = (19 m³/h, 3,5 m) ind i Wincaps, kommer man frem til at der kunne have været valgt en Magna UPE 65-60 pumpe i stedet.



Figur 17. Magna UPE 80-120 pumpe



Figur 18. Optimal Magna UPE 65-60 pumpe

I figur 17 (pumpekarakteristikken for den eksisterende pumpe) ses tydeligt, at pumpen er overdimensioneret. Det ses, at pumpen kan yde et maksimalt flow der er mere end tre gange større end det dimensionerende. Dette viser, at man ikke har haft kendskab til det nødvendige (maksimale) flow, da udskiftningen af pumperne skete. Der er sandsynligvis valgt en pumpe, der kan yde det samme som de eksisterende (parallelkoblede) pumper. Da der er foretaget en udskiftning af vinduerne og dermed reduktion af bygningernes samlede varmetab, er det nødvendige dimensionerende flow også reduceret. Der kunne derfor have været valgt en pumpe, der kunne yde et lavere maksimalt flow, som fx Magna UPE 65-60 pumpen vist i figur 18.

PARKVÆNGET



I casen baseret på gennemførte målinger - effekt, tryk og temperaturer - er i foråret 2004 er vist, hvorledes der kan spares ca. 50% på elforbruget ved at skifte til en mindre pumpe ved næste pumpeskift. Eksemplet baserer sig på virkelige valg i udvalgte pumpekataloger. Dette er gjort for at gøre casen så virkelighedstro som overhovedet muligt, men det skal understreges at potentialet intet har med skift i fabrikat at gøre - valgt fabrikat skyldes udelukkende at her fandtes en større pumpe, som tilsyneladende passer bedst til netop dette varmeanlæg.

EJENDOMS DATA

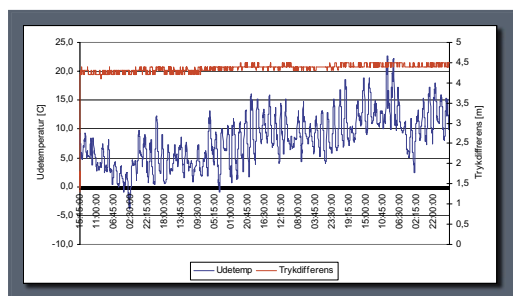
Ejendommen er opført i 1967 og består af 32 lejligheder. Ejendommen er blevet renoveret. Renoveringen indbefattede udvendig isolering af ydervæggene, hvilket selvfølgelig har reduceret varmebehovet set i forhold til den oprindelig opførte bygning.

Centralvarmeanlægget er et to-strengs anlæg med termostatventiler. Anlægget er dimensioneret til en fremløbstemperatur på 75°C og en returtemperatur på 60°C ved en udetemperatur på -12°C. Fremløbstemperaturen reguleres efter udetemperaturen, således at centralvarmevandet sendes frem til forbrugsstederne med en temperatur på 75°C ved en udetemperatur på -12°C. Ved en udetemperatur på 15°C sendes centralvarmevandet frem med en temperatur på ca. 40°C. Centralvarmeanlægget er forsynet med en omdrejningstals regulerbar pumpe (vådløber). Denne pumpe blev installeret for ca. 10 år siden.

DIMENSIONERENDE FLOW OG DRIFTPUNKT

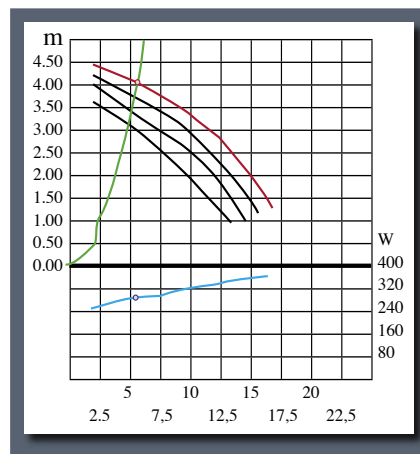
Nedenfor ses en beregning af det dimensionerende flow og en bestemmelse af det dimensionerende driftspunkt.

Målingerne på pumpen i centralvarmeanlægget viser, at pumpens mulighed for at regulere omdrejningstallet ikke benyttes. I figur 19 ses, at når udetemperaturen stiger så stiger differenstrøket over pumpen. Dette viser, at pumpen udelukkende drøvlereguleres (trykdifferensen over radiatortermostatventilerne stiger med stigende udetemperaturer)



Figur 19. Måling af ude-temperatur og trykdifferens over pumpe

Ved en udetemperatur på -4°C blev trykdifferensen over pumpen målt til 4,2 m mens trykdifferensen ved en udetemperatur på 12°C blev målt til 4,5 m. På baggrund af disse målinger kan trykdifferensen ved -12°C beregnes til 4 m (ved ekstrapolation). Ved en trykdifferens over pumpen på 4,2 m blev effektoptaget målt til 270 W, mens det ved en trykdifferens på 4,5 m blev målt til 245 W. Dette bekræfter påstanden om, at pumpen drøvlereguleres. På pumpekaraktistikken i figur 20 ses endvidere, at de samhoørende målinger af trykdifferenser og effektoptag svarer til at pumpen kører med 100% omdrejningstal. Ved hjælp af målingerne af trykdifferenserne og effektoptagene over pumpen, kan det dimensionerende driftspunkt ved en udetemperatur på -12°C bestemmes til (Q,H) = (5,8 m³/h, 4 m). Dette driftspunkt er indtegnet i pumpekaraktistikken i figur 20.



Figur 20. Karakteristik for pumpe EV 5-125-4 C

ALTERNATIV PUMPE OG/ELLER REGULERING

Ved hjælp af bygningens alder, det bebyggede areal (ca. 600 m²) samt det opvarmede areal kan bygningens P-faktor vha. figur 30 bestemmes til 1,7 W/(m² · K). Bygningens dimensionerende varmetab P_{max} kan herefter beregnes til:

$$P_{max} = 1,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot 2.459 \text{ m}^2 \cdot (20^\circ\text{C} - (-12^\circ\text{C})) = 134 \text{ kW}$$

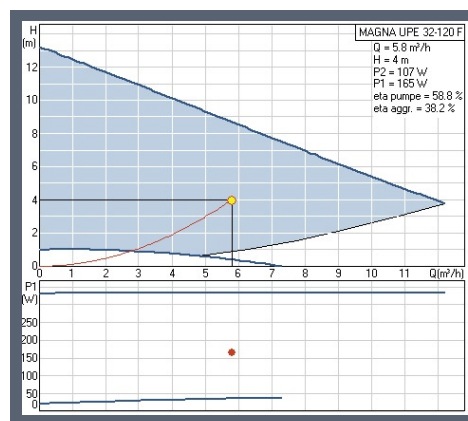
Det dimensionerende (maksimale) flow kan herefter beregnes til:

$$Q = \frac{134 \text{ kW} \cdot 0,86}{(75^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C})} = 7,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dette beregnede flow er ca. 33% højere end det i pumpekaraktistikken bestemte flow. Den relativt store forskel skyldes primært at bygningens klimaskærm er blevet energimæssigt forbedret, hvilket har reduceret det dimensionerende varmetab betydeligt.

Hvis det dimensionerende driftspunkt (Q,H) = (5,8 m³/h, 4 m) plottes ind i Wincaps, kommer man frem til at der kunne have været valgt en Magna UPE 32-120 pumpe i stedet.

Denne pumpe vil med proportionaltrykregulering på årsbasis bruge 578 kWh hvor EV 5-125-4 C, mens pumpen ved drøvleregulering vil bruge 1.744 kWh. Der vil således kunne spares 1.166 kWh pr. år eller 67%.



Figur 21. Karakteristik for Magna UPE 32-120

Med konstanttrykregulering vil Magna UPE 32-120 pumpe på årsbasis bruge 784 kWh. Med denne reguleringsform vil der således kunne spares 960 kWh pr. år eller 55%.

RØDOVRE PARKVEJ

I casen baseret på gennemførte målinger - effekt, tryk og temperaturer - foråret 2004 er vist, hvorledes der kan spares ca. 50% på elforbruget ved at skifte til en mindre pumpe ved næste pumpeskift. Eksemplet baserer sig på virkelige valg i udvalgte pumpekataloger.

EJENDOMS DATA

Ejendommen er opført i 1962 og består af 150 lejligheder. Det opvarmede areal er 12.011 m². Ejendommen er ikke blevet renoveret, så varmebehovet er ikke reduceret, set i forhold til den oprindelig opførte bygning.

Centralvarmeanlægget er et to-strengs anlæg med termostatventiler. Anlægget er dimensioneret til en fremløbstemperatur på 87°C og en returtemperatur på 54°C ved en udetemperatur på -12°C. Fremløbstemperaturen reguleres efter udetemperaturen, således at centralvarmevandet sendes frem til forbrugsstederne med en temperatur på 87°C, ved en udetemperatur på -12°C. Ved en udetemperatur på 15°C, sendes centralvarmevandet frem med en temperatur på 39°C. Ejendommens varmeforbrug var 1.301 MWh i 2003. Centralvarmeanlægget er forsynet med en omdrejningstals regulerbar pumpe (vådløber). Denne pumpe blev installeret for to år siden og erstattede to stk. parallelkoblede pumper (vådløbere).

DIMENSIONERENDE FLOW

Det dimensionerende (maksimale) flow kan beregnes på to måder. Ved hjælp af nedenstående udtryk med antal max timer, får man følgende dimensionerende varmetab i kW:

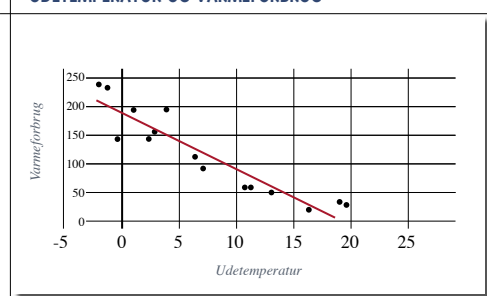
$$P_{\max} = \frac{0,72 \cdot 1.301 \text{ MWh} P_{\max} 1.000}{2.200 \text{ h/år}} = 425 \text{ kW}$$

Dette svarer til et dimensionerende (maksimale) flow i m³/h på:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{425 \text{ kW}}{4,2 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \cdot (87^{\circ}\text{C} - 54^{\circ}\text{C})} = 11 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ved hjælp af energisignaturen (månedlige varmeforbrug som funktion af udetemperaturen fra DMI), kommer man frem til at varmeforbruget på en måned, hvor udetemperaturen er -12°C, vil være ca. 312 MWh. Trækkes GUF (det graddage uafhængige forbrug) ud af det fås et varmeforbrug på 286 MWh.

UDETEMPERATUR OG VARMEFORBRUG



Figur 22. Energisignatur

Dette svarer til, at der vil cirkulere en vandmængde V på 7.453 m³ i centralvarmeanlægget.

Dette svarer igen til et gennemsnitsflow Q på 10,4 m³/h (30 dage og 24 timer pr. dag). Flowet må derfor formodes at ligge et sted mellem 10 og 11 m³/h

DIMENSIONERENDE DRIFTSPUNKT

Ud fra trykmålingen ses det, at pumpen kører med proportionaltrykregulering. Ved en udetemperatur på -4°C blev trykdifferensen over pumpen målt til 2,1 m, mens trykdifferensen ved en udetemperatur på 10°C blev målt til 1,7 m. På baggrund af disse målinger kan trykdifferensen ved -12°C beregnes til ca. 2,3 mVS (ved ekstrapolation) ved dimensionerende flow.

ALTERNATIV PUMPE OG/ELLER REGULERING

Ved hjælp af bygningens alder, det bebyggede areal samt det opvarmede areal kan bygningens P-faktor vha. figur 30 bestemmes til 1,7 W/(m² · K). Bygningens dimensionerende varmetab P_{max} kan herefter beregnes til:

$$P_{\max} = 1,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot 12.011 \text{ m}^2 \cdot (20^{\circ}\text{C} - (-12^{\circ}\text{C})) = 653 \text{ kW}$$

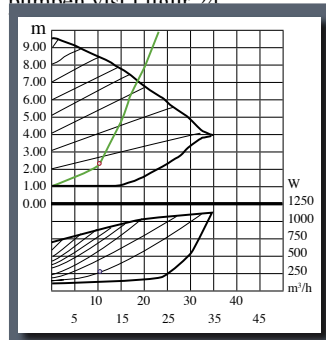
Det dimensionerende (maksimale) flow kan herefter beregnes til:

$$Q = \frac{653 \text{ kW} \cdot 0,86}{(87^{\circ}\text{C} - 54^{\circ}\text{C})} = 17 \text{ m}^3/\text{h}$$

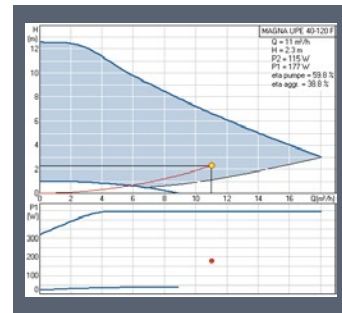
Dette beregnede flow er ca. 55% højere end det i pumpekaraktistikken bestemte flow. Den relativt store forskel kan ikke umiddelbart forklares, men må bl.a. tilskrives monteringen af radiatortermostatventiler samt energibevidst brugeradfærd.

Hvis man ploter et dimensionerende driftspunkt (Q,H) = (11 m³/h, 2,3 m) ind i Wincaps, kommer man frem til at der kunne have været valgt en Magna UPE 40-120 pumpe i stedet. Denne pumpe vil med proportionaltrykregulering på årsbasis bruge 585 kWh, hvor IsoBar 6-95 C pumpen med samme reguleringsform vil bruge 1.167 kWh. Der vil således kunne spares 582 kWh pr. år eller 50%.

I figur 23 og 24 er det dimensionerende driftspunkt indtegnet i pumpekurven for den eksisterende pumpe og for den optimale pumpe. I figur 23 (pumpekaraktistikken for den eksisterende pumpe) ses tydeligt, at pumpen er overdimensioneret. Det ses, at pumpen kan yde et maksimalt flow, der er mere end tre gange større end det dimensionerende. Dette viser, at man ikke har haft kendskab til det nødvendige (maksimale) flow, da udskiftningen af pumperne skete. Der er sandsynligvis valgt en pumpe, der kan yde det samme som den eksisterende pumpe. Der kunne derfor have været valgt en pumpe, der kunne yde et lavere maksimalt flow, som fx Magna UPE 40-120 pumpen vist i figur 24.



Figur 23. IsoBar 6-95C



Figur 24. Magna UPE 40-120

RÅDGIVNING

RÅDGIVERREDSKABER

- FLOWDIMENSIONERING - OG VURDERING

For at kunne vurdere om størrelsen af en pumpe er korrekt er det primære at kunne vurdere, hvilket flow som er nødvendigt i den dimensionerende situation for at dække varmebehovet. Det er yderligere særdeles relevant, at kunne estimere variationen i flowet set over en opvarmingsæson. Dette er en forudsætning for at kunne vælge korrekt pumpestørrelse samt optimal tilhørende regulering.

DIMENSIONERENDE FLOW

- UDGANGSPUNKT I EKSISTERENDE PUMPE

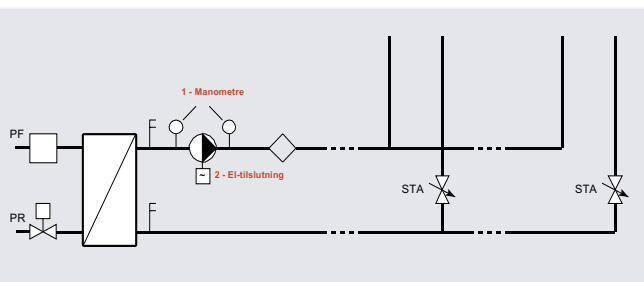
Flowet kan bestemmes indirekte via måling af effekt og tryk, evt. kun effekt. Er det den dimensionerende flow, forudsætter metoden at målingen pågår ved -12°C eller at målingen korrigeres til denne tilstand som vist i næste afsnit.

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

I nogle anlæg er der 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.

Effektoptaget måles ved pumpens el-tilslutning. 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.

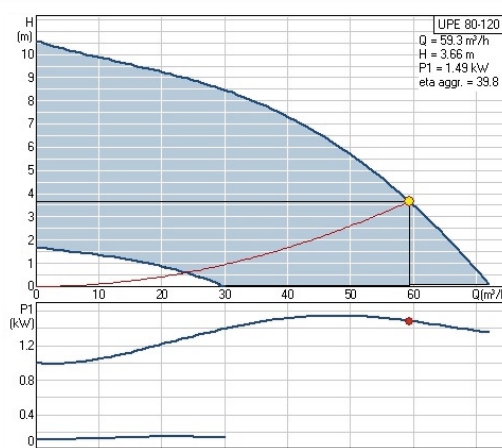
Målestederne er angivet ved punkt 1 og 2 på figur 25.



Figur 25. Målepunkter på pumpeanlæg

EKSEMPEL

På en pumpe er målt en trykdifferens på 3,7 m og et effektoptag på 1,42 kW. I figur 26 er fundet driftspunktet for pumpen under disse konditioner. Som det ses på figuren yder pumpen et flow på 59,3 m³/h.



Figur 26

DIMENSIONERENDE FLOW

- VED MÅLING AF EFFEKTOPTAG SAMT AFLÆSNING AF FREM- OG RETURTEMPERATUR

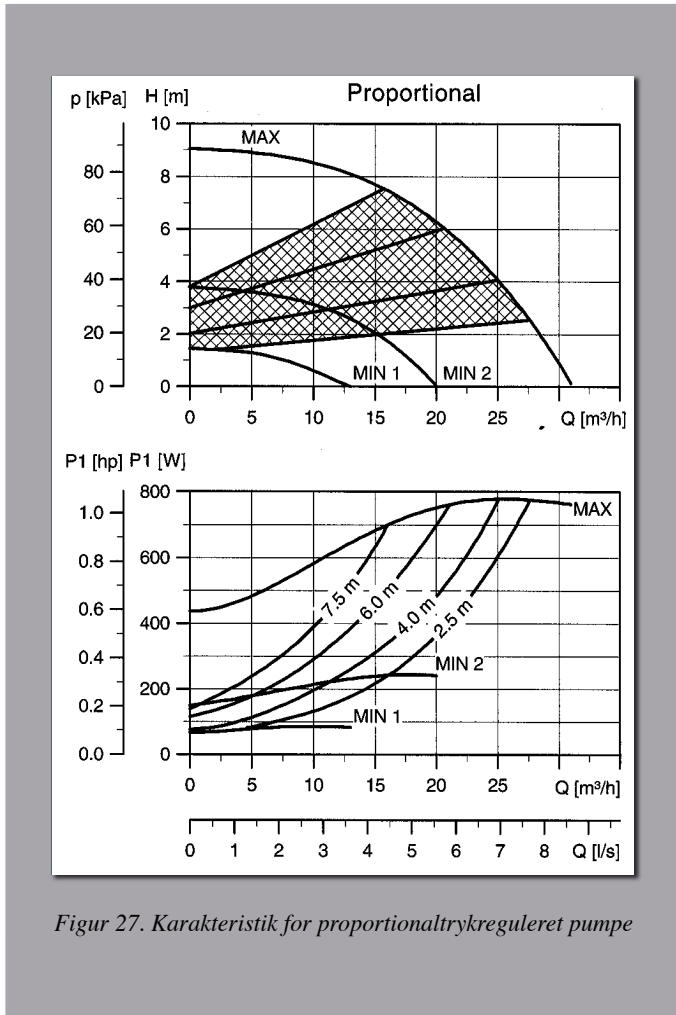
Med kendskab til dimensionerende frem- og returtemperatur samt udekompenseringskurven - nævnt i særskilt afsnit nedenfor - kan flowet bestemmes udelukkende ved hjælp af effekt- og temperaturmålinger. Metoden er vist i eksemplet på næste side...

EKSEMPEL

I et centralvarmeanlæg dimensioneret 70/40°C og en minimums fremløbstemperatur på 40°C, er installeret en omdrejningstals regulerbar pumpe (UPE 50-120). Pumpen er proportionaltrykreguleret og indstillet på kurven "6 m". Ved en udetemperatur på 0°C er fremløbstemperaturen aflæst til 57°C, mens returtemperaturen er aflæst til 32°C. Pumpens effektoptag P_1 er målt til 300 W.

I figur 31 på næste side ses, at dette effektoptag svarer til at pumpen yder et flow på 10,5 m³/h og et tryk på 4,2 m.

RÅDGIVNING



Figur 27. Karakteristik for proportionaltrykreguleret pumpe

Varmebehovet ved en udetemperatur på 0°C kan beregnes til 305 kW. Ved hjælp af nedenstående forhold kan det dimensionerende varmebehov beregnes ved -12°C:

$$\frac{P_{\text{aktuel}}}{P_{\text{dim}}} = 1 - \frac{T_{\text{ude}} - T_{\text{ude, dim}}}{T_{\text{ude, max}} - T_{\text{ude, dim}}} \quad P_{\text{dim}} = 1 - \frac{305 \text{ kW}}{0^\circ\text{C} - (-12^\circ\text{C})} = 520 \text{ kW}$$

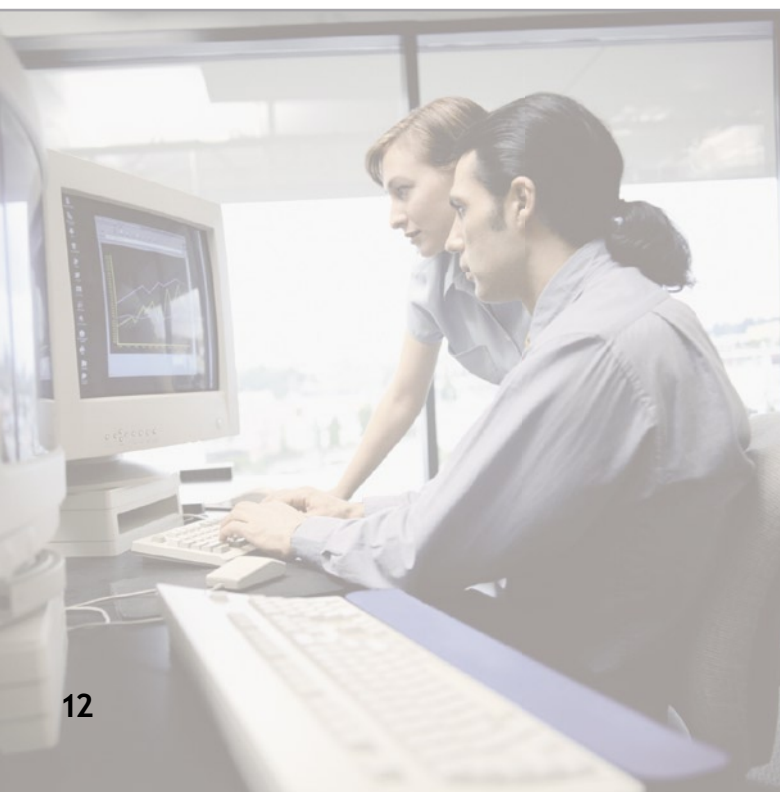
Det dimensionerende flow Q kan herefter beregnes til:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{520 \text{ kW}}{4,2 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \cdot (70^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C})} = 15 \text{ m}^3/\text{h}$$

I dette driftspunkt yder pumpen et tryk på 5 m. Ved dimensionerende flow og tryk kører pumpen kun med et omdrejningstal på 85% af det maksimale. Altså allerede ved dimensionerende forhold er det nødvendigt at reducere omdrejningstallet betydeligt med den eksisterende pumpe

UDEKOMPENSERINGS INDFLYDELSE PÅ FLOWBEHOVET

I stort set alle centralvarmeanlæg er der installeret udetemperatur kompenseringssystemer, som regulerer fremløbstemperaturen i afhængighed af udetemperaturen. For at optimere varmeanlæggets virkningsgrad, reduceres vandets fremløbstemperatur jo varmere udeluften er, dette påvirker flowbehovet kraftigt som vist i eksemplet på næste side.



EKSEMPEL

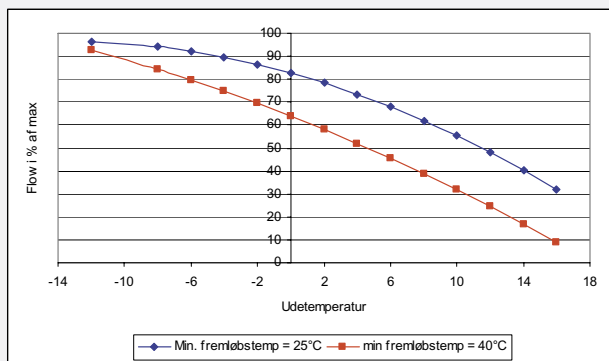
Et to-strengs anlæg med radiatortermostatventiler og strengreguleringsventiler er dimensioneret i henhold til bygningsreglementet lavtemperaturbestemmelse.

Ved dimensionerende udetemperatur (-12°C) er fremløbstemperaturen 70°C og returtemperaturen 40°C.

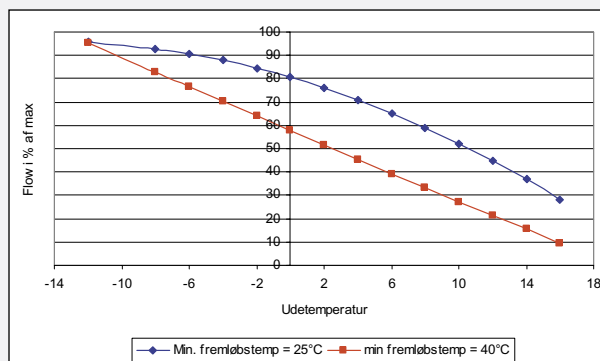
I figuren ses at såfremt man har valgt at køre fremløbstemperaturen helt ned til 25°C ved udetemperaturen på 16°C, så vil man altid have behov for minimum 30% flow, mens man vil komme helt ned på flowbehov på 10%, såfremt man udelukkende havde valgt at reducere fremløbstemperaturen til 40°C ved udetemperaturen på 16°C.

Såfremt minimal fremløbstemperatur er valgt til 25°C, vil der ved en udetemperatur på 4°C (gennemsnitstemperaturen i fyringssæsonen) skulle cirkuleres et flow, der er 42% større end hvis minimal fremløbstemperatur var indstillet på minimum 40°C.

RÅDGIVNING



Figur 28. Belastningsprofil for centralvarmeanlæg med udetemperatur kompenseringssystem dimensioneret 70/40°C



Figur 29. Belastningsprofil for centralvarmeanlæg med udetemperatur kompenseringssystem dimensioneret 65/45°C

Med hensyn til elforbruget til cirkulation af vand i et centralvarmeanlæg, er det således en fordel at benytte relativt høje fremløbstemperaturer i fyringssæsonen. Centralvarmeanlægget skal dog være velindreguleret, med radiatortermostatventiler, velisoleret og med få uregulerede varmeafgivere. Ved gas- og oliefyrede centralvarmeanlæg vil de relativt høje fremløbstemperaturer medføre et højere røggastab, hvilket selvfølgelig er en ulempe. Ved kondenserende gaskedler forringes virkningsgraden ved høje returtemperaturer, som vil være en konsekvens af høje fremløbstemperaturer.

DIMENSIONERENDE FLOW - ESTIMAT BASEREDE PÅ OPVARMEDE KVADRATMETRE OG ALDER PÅ BYGNING

Det dimensionerende flow Q i et centralvarmeanlæg kan skrives således:

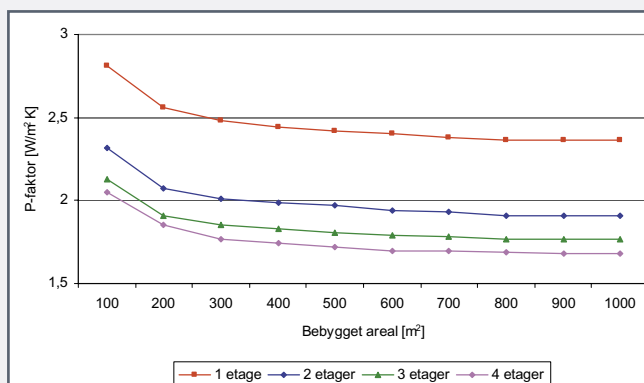
hvor

$$Q = \frac{P \cdot 0,86}{T_F - T_R}$$

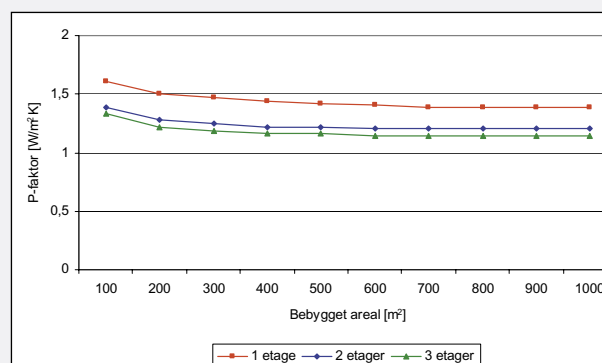
- Q - er det dimensionerende flow i m^3/h
- P - er det dimensionerende varmebehov i kW
- T_F - er den dimensionerende fremløbstemperatur i $^{\circ}C$
- T_R - er den dimensionerende returløbstemperatur i $^{\circ}C$
- 0,86 - er omregningsfaktoren (kcal/h til kW)

Det dimensionerende varmebehov kan beregnes ved at bestemme bygningens karakteristiske varmetabsfaktor P , som er et simpelt udtryk for klimaskærmens varmeisolerings og tæthed.

P angiver bygningens varmetab i W/m^2 etageareal ved en temperatur mellem inde og ude på $1^{\circ}C$. P -faktoren afhænger, som det ses i figur 30 og 31 af det bebyggede areal, antal etager og byggeår.



Figur 30. P-faktorer for byggeri anno 1960



Figur 31. P-faktorer for byggeri efter 1995

RÅDGIVNING

EKSEMPEL ↓

For en ejendom fra 1960 med tre etager og et bebygget areal på 800 m², kan P-faktoren ved hjælp af figur 30 bestemmes til 1,77 W/(m²·K). Idet det opvarmede areal er 2.200 m² og den dimensionerende rumtemperatur er 22°C, kan det dimensionerende varmebehov (ved en udetemperatur på -12°C) beregnes til 132 kW. Ejendommen er opvarmet via fjernvarme og ved dimensionerende udetemperatur (-12°C) er fremløbstemperaturen 70°C og returtemperaturen 40°C. Det dimensionerende flow kan beregnes til:

$$Q = \frac{132 \text{ kW} \cdot 0,86}{70^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}} = 3,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dette svarer til et flow på 28,7 L/h pr. kW varme.

DIMENSIONERENDE FLOW - ESTIMERET PÅ BASIS AF VARMEREGNSKABET

Ved hjælp af nedenstående udtryk med antal max timer får man følgende dimensionerende varmetab i kW:

$$P_{\max} = \frac{\text{GAF} \cdot E_{\text{varme}} \cdot 1.000}{t_{\max}} \Rightarrow$$

hvor

GAF -er det graddageafhængige forbrug i %
E_{varme} -er det årlige varmeforbrug i MWh
t_{max} -er maximetallet på 2200 h/år

Dette svarer til et dimensionerende (maksimalt) flow i m³/h på:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{P_{\max}}{c_p \cdot \Delta T} \Rightarrow$$

c_p -er vandets specifikke varmekapacitet i kJ/(kg · K)
ΔT -er temperaturforskellen mellem frem og retur

EKSEMPEL ↓

Et varmeanlæg til en boligblok med 200 lejligheder bruger i henhold til varmeregnskabet 2.500 MWh fjernvarme pr. år. Varme anlægget er dimensioneret til en fremløbstemperatur på 70°C og returtemperatur på 40°C ved en udetemperatur på -12°C. Der regnes med et graddageafhængigt forbrug på 72 %.

Det dimensionerende varmetab *P_{max}* kan beregnes til:

$$P_{\max} = \frac{0,72 \cdot 2.500 \text{ MWh} \cdot 1000}{2.200 \text{ h/år}} = 818 \text{ kW}$$

Det dimensionerende (maksimale) flow kan herefter beregnes til:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{818 \text{ kW}}{4,2 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \cdot (70^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C})} = 6,5 \text{ m}^3/\text{h}$$



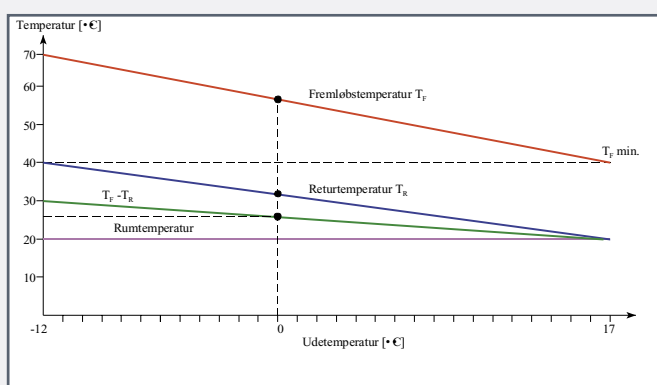
RÅDGIVNING

VURDERING AF MAKSIMALT FLOWNIVEAU PÅ BASIS AF TEMPERATUROBSERVATIONER

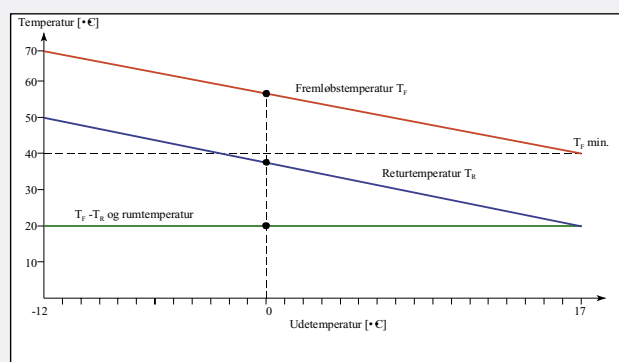
Hvis der ikke forefindes målinger af trykdifferens over pumpen eller effektoptag, kan pumpestørrelsen vurderes ved at registrere fremløbs-

og returtemperatur samt udetemperatur. Endvidere kræves kendskab til dimensionerende fremløbs- og returtemperatur samt indstilling af fremløbstemperaturkurven på udekompenseringsanlægget, herunder minimums fremløbstemperatur.

I figur 32 og 33 ses temperaturprofiler for et centralvarmeanlæg.



Figur 32. Temperaturprofiler til vurdering af pumpestørrelse



Figur 33 . Temperatur for det aktuelle anlæg

EKSEMPEL ↓

I et centralvarmeanlæg er der ved en udetemperatur på 0°C aflæst en fremløbstemperatur på 58°C, mens returtemperaturen er aflæst til 38°C. Afkølingen er således 20°C.

Centralvarmeanlægget er dimensioneret 70/40°C og en minimums fremløbstemperatur på 40°C. I figur 32 ses, at afkølingen ved en udetemperatur på 0°C burde være 26°C. Flowet er således 23% højere end det burde være ved den aktuelle udetemperatur. Ved en udetemperatur på -12°C vil flowet være 33% højere end det burde være.

Temperaturregistreringerne på centralvarmeanlægget viser, at der bør foretages en nærmere undersøgelse af pumpestørrelsen.



NYTTIGE TIPS TIL ARBEJDET MED PUMPER INKL. REGULERING

CODE RÅD ↓

- 1 Rids energimæssige renoveringer gennem tiden op (efterisolering, montering af radiator termostatventiler m.m.)**
- 2 Fastlæg bygningens dimensionerende varmetab**
Bygningens varmetab fastlægges enten på baggrund af det årlige varmeforbrug og antal maks. timer, bygningens energisignatur eller bygningens P-faktor
- 3 Fastlæg centralvarmeanlæggets dimensionerende fremløbs- og returtemperatur**
- 4 Beregn på baggrund af punkt 2 og 3 det dimensionerende/maksimale flow**
- 5 Fastlæg den dimensionerende løftehøjde. Den dimensionerende løftehøjde fastlægges vha. pumpekarakteristikken -enten på baggrund af målinger af løftehøjde (trykdifferens over pumpe) eller effektoptag**
- 6 Fastlæg pumpens reguleringsform (drøvleregulering, konstantrykregulering eller proportionaltrykregulering)**
- 7 Fastlæg indstillingen af varmekurven (fremløbstemperaturen som funktion af udetemperaturen)**
- 8 Fastlæg varighedskurven for flowet**
- 9 Vurder på baggrund af ovenstående pumpens størrelse og besparelspotentialet ved en udskiftning**
- 10 Vurder den bedst mulige reguleringsform**

REFERENCER ↓

*Den Lille Blå om Sparepumper, ELFOR, 2004,
Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut) og
Otto Paulsen (Teknologisk Institut). ISBN: 87-91326-11-7*

*Pumpedrift og energi - 3. udgave, Heilmanns Forlag, 1999,
Thomas Heilmann. ISBN 87-90603-03-6*

*Pumpeståbi - 3. udgave, Ingeniøren bøger, 2000,
Torben Larsen. ISBN: 87-571-2296-2*

*Energibevidst projektering af pumpeanlæg
Foreningen af Rådgivende Ingeniører F.R.I. November 2000*

*Varme- og klimateknik, Danvak, Grundbog 2. udgave
H. E. Hansen, P. Kjerulf-Jensen & Ole B. Stampe
ISBN: 87-982652-1-0*

*Værktøj til elbesparelser i pumpe-systemer, Dansk Energi Analyse A/S,
Mogens Mikkelsen (Dansk Energi Analyse A/S), Finn Alex Hansen (Carl Bro Byg A/S),
Hans Andersen (DEFU) og Thomas Heilmann (Ingeniørhøjskolen Københavns Teknikum)*